



Titre: Amélioration de la condition frontière de face de soufflante pour la
Title: conception de l'admission d'air sous distorsion

Auteur: Foad Mehdi Zadeh
Author:

Date: 2011

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Mehdi Zadeh, F. (2011). Amélioration de la condition frontière de face de
Citation: soufflante pour la conception de l'admission d'air sous distorsion [Master's thesis,
École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/738/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/738/>
PolyPublie URL:

**Directeurs de
recherche:** Jean-Yves Trépanier
Advisors:

Programme: Génie mécanique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

AMÉLIORATION DE LA CONDITION FRONTIÈRE DE FACE DE SOUFFLANTE POUR
LA CONCEPTION DE L'ADMISSION D'AIR SOUS DISTORSION

FOAD MEHDI ZADEH

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 2011

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

AMÉLIORATION DE LA CONDITION FRONTIÈRE DE FACE DE SOUFFLANTE POUR
LA CONCEPTION DE L'ADMISSION D'AIR SOUS DISTORSION

présenté par : MEHDI ZADEH, Foad

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. REGGIO Marcelo, Ph.D., président

M. TRÉPANIÉ Jean-Yves, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. CAMARERO Ricardo, Ph.D., membre

DÉDICACE

À mes parents !

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon encadrant, professeur Jean-Yves Trépanier, pas seulement pour son encadrement tellement efficace dans le cadre de la maîtrise, mais aussi pour sa gentillesse que je n'oublierais jamais.

Je voudrais aussi remercier M. Christophe Tribes, pour ces conseils avisés pendant ma maîtrise qui ont été efficaces. Je tiens aussi à remercier M. Eddy Petro pour ces aides et la réalisation des cas tests CFD du présent projet.

Je remercie également, monsieur Sébastien Paquette, pour ces aides en ce qui concerne l'utilisation de logiciel CFX.

Par ailleurs, je tiens à remercier M. Patrick Germain et M. Roberto Marano, de Pratt&Whitney Canada pour leurs conseils avisés pendant ce projet.

Je voudrais également remercier Pratt&Whitney Canada, Bombardier Aéronautique, le CRSNG et la fondation J.A. Bombardier pour le financement de la chaire IDEA.

En fin je remercie tous les membres de la chaire IDEA qui m'ont accueilli à bras ouvert.

RÉSUMÉ

La conception d'une prise d'air pour une turbine à gaz implique des calculs de dynamique des fluides (CFD) suivis d'évaluations expérimentales sur banc d'essai. Dans les deux cas, le moteur est pris en compte comme un puits de masse imposé à quelques rayons de pales de distance après le plan de la soufflante réelle. En général, cette approche est suffisante pour concevoir la géométrie d'admission d'air pour une faible distorsion de l'écoulement au niveau de la face de la soufflante. En réalisant ce type de modélisation, on ne prend pas en compte l'effet de l'interaction entre l'aube et l'écoulement sous distorsion. En réalité, la soufflante fait l'effort de compenser la distorsion de l'écoulement et le rendement de compresseur est influencé par la distorsion. Ces phénomènes ne sont pas considérés par l'imposition d'une condition frontière uniforme à la sortie de la prise d'air.

À l'avenir, le positionnement des moteurs d'avion à réaction engendrera de nombreuses situations avec des niveaux de distorsion plus élevés en entrée de la soufflante. Dans ces cas, ne pas prendre en compte les pales de la soufflante conduit à des solutions CFD inexactes dans la prise d'air. Cette prise en compte lors de la phase conception de la prise d'air exigerait des calculs intensifs et coûteux, par exemple une modélisation 3-D instationnaire de l'aube.

La solution proposée dans ce document pour le calcul CFD est la conception d'une nouvelle condition frontière appliquée sur le plan de la soufflante qui pourrait mieux représenter l'effet des pales de la soufflante sur l'écoulement dans la prise d'air en présence de distorsion.

Cette nouvelle condition aux limites est une composition de plusieurs compresseurs en parallèle dont chacun influence l'écoulement d'une manière à atténuer la distorsion. La méthode est définie et validée selon le fonctionnement de soufflantes existantes.

ABSTRACT

The design of an intake for a gas turbine engine involves CFD-based investigations and experimental assessment in the intake test rig. In both cases, the engine is represented by a mass flux sink, usually imposed a few fan radius aft of the real fan face. In general, this approach is sufficient to design intake geometry for low distortion at the fan face. When considering future installations, many situations could arise when distortion level will be higher at the fan face. In these cases, the effect of the fan and its reaction on the distortion is expected to be more important. Situations could arise where flow separation in the intake could be triggered or suppressed when considering or not the coupling between the fan and the intake. An expensive solution would be to include the fan analysis during the intake design, but this solution is too computationally intensive to be useful in design mode.

The solution proposed in this paper for the CFD is to design a new boundary condition applied to the plane of the fan that could better represent the effect of the fan blades on the flow in the intake air in the presence of distortion. This new boundary condition is defined as the operation of some existing fans.

This new boundary condition is a composition of several compressors in parallel. Each of these compressors influences the flow in a manner to attenuate the flow distortion. The proposed method is defined and validated according to the operation of existing fans.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	X
LISTE DES FIGURES	XI
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XV
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE ET OBJECTIFS DU MÉMOIRE	5
1.1 Premières théories analytiques	5
1.2 Méthodes CFD	7
1.2.1 Streamline curvature	7
1.2.2 Approches CFD récentes.....	7
1.3 Objectifs de travail	8
CHAPITRE 2 DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE DE LA TURBOMACHINE	10
2.1 Introduction à la modélisation aérodynamique des compresseurs	10
2.2 Développement du bilan des forces	11
2.3 Théorie et modélisation d'un Actuator Disc	16
2.4 Résolution de l'équation du bilan des forces-pression.....	18
2.5 Modèle d'Actuator Disc comme une boîte noire	21
CHAPITRE 3 VÉRIFICATION ET VALIDATION DU MODÈLE ACTUATOR DISC.....	22
3.1 Vérification du modèle.....	22

3.1.1	L'angle relatif au bord de fuite.....	22
3.1.2	Écoulement incompressible.....	26
3.2	Validation du modèle	28
3.2.1	Modélisation du rotor 20 de la NASA	28
3.2.2	Analyse de l'écart entre l'AD numérique et les valeurs expérimentales	31
CHAPITRE 4 INTERACTION DE L'AUBE ET DE L'ÉCOULEMENT AMONT		32
4.1	L'effet de la soufflante sur la distorsion de l'écoulement	32
4.2	Cas test : le rotor 67 sous distorsion.....	33
4.2.1	Introduction	33
4.3	Approche proposée pour le couplage	37
4.3.1	Initialisation dans le solveur ANSYS CFX.....	39
4.3.2	Couplage du programme AD avec le solveur	40
4.3.3	Ajustement par secteur de la pression statique.....	42
4.4	Résultats, validations et analyses	44
CHAPITRE 5 APPLICATION INDUSTRIELLE		51
5.1	La géométrie du cas test	52
5.2	Maillage du cas test	52
5.3	Calcul aérodynamique.....	54
5.3.1	Flux imposé.....	55
5.3.2	Pression statique imposée.....	57
5.3.3	Calcul 3D stationnaire: couplage du rotor et de la prise d'air.....	57
5.3.4	Calcul 3D transitoire : couplage du rotor et la prise d'air	59
5.3.5	Condition frontière développée par les ADs	61
5.4	Résultats et analyse	66

CONCLUSION	72
BIBLIOGRAPHIE	75

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1 Paramètres globaux de conception du rotor 20	29
Tableau 4-1 Propriétés du test du rotor 67 à 90% de vitesse maximale.....	35
Tableau 5-1 Conditions limites générales pour les cas étudiés	54

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 Séparation de l'écoulement dans une conduite en S	1
Figure 2-1 Bilan des forces de pression et des forces d'inertie pour un volume de contrôle de fluide situé loin en aval de l'aube.....	11
Figure 2-2 Triangles de vitesse dans la soufflante	15
Figure 2-3 Position du modèle de l'Actuator Disc.....	17
Figure 2-4 Résolution numérique de l'équation 2-12	19
Figure 2-5 Entrées et sorties du programme développé sur la théorie d'Actuator Disc	21
Figure 3-1 Triangles de vitesse pour l'angle au bord de fuite nul.....	22
Figure 3-2 Profil de vitesse axiale à l'infini avec l'angle de bord de fuite nul	25
Figure 3-3 Profil de vitesse angulaire à l'infini avec l'angle de bord de fuite nul.....	25
Figure 3-4 Profil de température totale à l'infini avec l'angle de bord de fuite nul.....	26
Figure 3-5 Profils de vitesse pour l'écoulement incompressible	27
Figure 3-6 Charge de travail sur l'écoulement incompressible.....	27
Figure 3-7 Rotor 20 de la NASA Réf :(Moore, Lewis, & Osborn, 1978).....	28
Figure 3-8 Profil de vitesse angulaire en aval de l'aube	29
Figure 3-9 Profil du ratio de vitesse méridionale en amont et en aval.....	30
Figure 3-10 Profil de température totale en aval de l'aube	30
Figure 3-11 Profil de pression totale en aval de l'aube.....	31
Figure 4-1 Travail accordé à l'écoulement	32
Figure 4-2 Décalage des points opérationnels locaux sur la carte de compresseur	33
Figure 4-3 Prise d'air utilisée pour le rotor 67 (unités en cm)	34
Figure 4-4 Pression de l'écoulement sur le plan d'entrée	34
Figure 4-5 Vitesse axiale de l'écoulement sur le plan d'entrée	35

Figure 4-6 Effet de la soufflante sur l'écoulement axial et sur la pression statique	36
Figure 4-7 Position de la nouvelle condition aux limites à la face d'entrée du moteur	37
Figure 4-8 Division en secteurs.....	37
Figure 4-9 Algorithme du couplage entre le code CFD et le modèle AD de la soufflante	38
Figure 4-10 Maillage de la prise d'air	39
Figure 4-11 Distribution de la masse et de la pression statique dans le plan de sortie à la première itération.....	40
Figure 4-12 Les profils de pression statique correspondant aux 12 secteurs	41
Figure 4-13 Les profils de pression statique moyenne et propre à l'infini aval.....	41
Figure 4-14 Profils de pression totale à l'infini, moyenne avec distorsion et propre	43
Figure 4-15 Distribution de débit massique de la première et de la dernière itération	44
Figure 4-16 Distribution de pression statique de la première et de la dernière itération	44
Figure 4-17 Ratios de pression totale correspondant aux secteurs sous distorsion et la ligne de vitesse à 90% de vitesse maximale. Méthode AD à gauche, Méthode URANS (Fidalgo, et al., 2010) à droite.....	45
Figure 4-18 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur 3 plans de référence .	48
Figure 4-19 Comparaison de la pression sur 3 plans de référence.....	49
Figure 4-20 Comparaison de l'angle de tourbillon sur 3 plans de référence	50
Figure 5-1 Séparation de l'écoulement à l'entrée du moteur due à l'angle d'attaque élevé. Inspirée : (Cousins, 2004)	51
Figure 5-2 Domaine aérodynamique à l'étude.....	52
Figure 5-3 Maillage aérodynamique du domaine au niveau de la surface symétrique bas.....	53
Figure 5-4 Maillage aérodynamique du domaine au niveau de la surface symétrique bas près de la nacelle.....	53
Figure 5-5 Positions des lignes de référence dans le domaine aérodynamique	55

Figure 5-6 Surface reculée du moteur pour imposer le flux constant	56
Figure 5-7 Contour de pression totale obtenu par le calcul avec le flux imposé sur la face du moteur.....	56
Figure 5-8 Contour de pression totale obtenu par le calcul avec la pression statique imposée sur la face du moteur	57
Figure 5-9 Position du rotor correspondant au calcul stationnaire.....	58
Figure 5-10 Contour de pression totale obtenu par le calcul stationnaire	58
Figure 5-11 Contour de pression totale sur la face de l'entrée du moteur obtenu par le calcul stationnaire	59
Figure 5-12 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 0ème pas de temps	60
Figure 5-13 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 600ème pas de temps	60
Figure 5-14 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 1600ème pas de temps ...	61
Figure 5-15 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 2000ème pas de temps ...	61
Figure 5-16 Position de la surface du moteur	62
Figure 5-17 Contour de pression totale obtenu par l'AD à la première itération.....	62
Figure 5-18 Contour de pression totale obtenu par l'AD à la dernière itération.....	63
Figure 5-19 Contour de pression totale sur la face de l'entrée du moteur obtenu par l'AD	63
Figure 5-20 Profils de pression statique à la première et à la dernière itération pour l'approche AD	64
Figure 5-21 Les profils de pression statique moyenne (première et dernière itération) et propre à l'infini aval	65
Figure 5-22 Ratios de pression totale correspondante aux secteurs et la ligne de vitesse	65
Figure 5-23 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur la 1 ^{ère} ligne de référence	67
Figure 5-24 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur la 2 ^{ème} ligne de référence	67

Figure 5-25 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur la 3 ^{ème} ligne de référence	68
Figure 5-26 Comparaison de la pression statique sur la 1 ^{ère} ligne de référence.....	68
Figure 5-27 Comparaison de la pression statique sur la 2 ^{ème} ligne de référence	69
Figure 5-28 Comparaison de la pression statique sur la 3 ^{ème} ligne de référence	69
Figure 5-29 Comparaison de l'angle de tourbillon sur la 1 ^{ère} ligne de référence.....	70
Figure 5-30 Comparaison de l'angle de tourbillon sur la 2 ^{ème} ligne de référence	70
Figure 5-31 Comparaison de l'angle de tourbillon sur la 3 ^{ème} ligne de référence	71

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

V	Vitesse absolue
P	Pression statique
P_t	Pression totale
T	Température statique
T_t	Température totale
ρ	Densité statique
U	Vitesse de rotation
ω	Rotation
r	Radial
g	Gravité
μ	Viscosité dynamique
s	Entropie
rel	Relatif
β	Angle relatif
Θ	Position angulaire
a	Axial
h	Enthalpie
h_t	Enthalpie totale
AD	Actuator Disc
L.E. ou <i>le</i>	Bord d'attaque
T.E. ou <i>te</i>	Bord de fuite
η_{pt}	Rendement polytropique

η_{ad}	Rendement adiabatique
c_p	Capacité thermique à pression constante
\overline{m}	Débit moyenne
\overline{P}	Pression moyenne
C	Corde axiale à mi-hauteur
RP	Rapport de pression
h	Moyeu
t	Bout de pale
\dot{m}	Débit massique
me	Méridional

INTRODUCTION

Les distorsions de l'écoulement à l'entrée des turbomachines sont définies comme une variation des propriétés d'écoulement en fonction de l'espace et du temps. Ces écarts par rapport à une distribution uniforme de l'écoulement peuvent inclure les variations des propriétés de l'écoulement comme le tourbillon, la turbulence, les températures totale et statique, les pression totale et statique, la vitesse, l'angle d'écoulement et la densité. La distorsion spatiale de l'écoulement peut être répartie en type radial (r) et circonférentiel (Θ).

En réalité, une distribution non uniforme de la pression totale est le type de distorsion le plus fréquemment rencontré dans les turbomachines axiales. Cette distorsion est souvent rencontrée dans les prises d'air des moteurs. Par exemple, l'un des cas où le phénomène de distorsion de la pression totale joue un rôle très important est dans les conduits serpentinaux ou les conduits en 'S'. Le conduit serpentinaux est largement utilisé dans les avions militaires et commerciaux, comme le F-16 et le Boeing 727. Dans un conduit en S, deux détours peuvent provoquer des recirculations de l'écoulement. Ces recirculations engendrent un gradient de pression dans les sections transversales, et celles-ci peuvent induire des écoulements secondaires ou la séparation de l'écoulement, comme illustré à la figure 1-1.

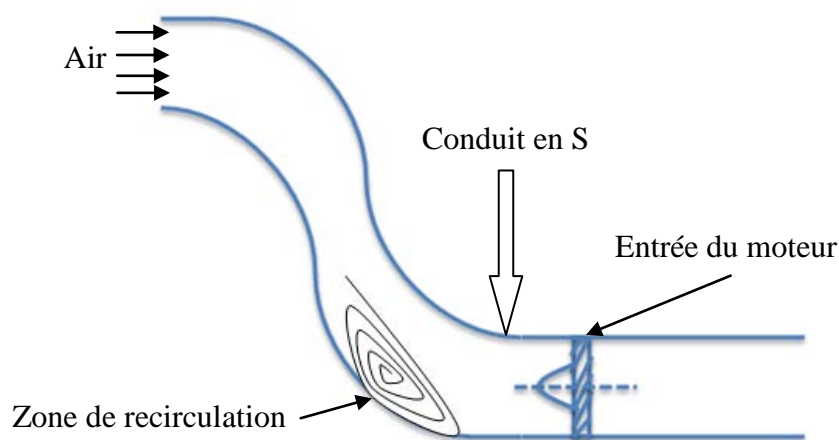


Figure 1-1 Séparation de l'écoulement dans une conduite en S

La distorsion de pression totale dans l'entrée d'air des moteurs augmente le risque d'une performance inacceptable. À long terme, la durée de vie des pales de la soufflante peut être

dégradée à cause de fortes vibrations induites par la distorsion d'entrée (Kurzke, 2008). De plus, la performance du moteur est largement influencée par la distorsion. Par exemple, la capacité du compresseur à rester en dessous de la limite de pompage est fortement affectée par la quantité de distorsion de l'écoulement à l'entrée.

Pour préciser l'intensité de distorsion de la pression totale dans un segment circonférentiel, le coefficient de distorsion (DC) est défini par le bilan suivant, par exemple pour un secteur de 120° .

$$DC_{120^\circ} = \frac{P_{t,moyenne} - P_{t,secteurs120^\circ}}{\frac{\rho}{2} V_{moyenne}}$$

Ce coefficient introduit l'intervalle de distorsion ainsi que l'écart de pression totale entre les deux zones (propre et distordue).

Le travail réalisé par la soufflante sur un écoulement dont une partie est distordue n'est pas uniforme sur toutes les lignes de courant. Cette non-uniformité de travail effectué est due à une distribution de masse différente entre les parties distordue et propre ainsi que les tourbillons de l'écoulement. La soufflante fait plus de travail sur la zone distordue que dans la zone uniforme et ceci cause une atténuation de la non-uniformité de l'écoulement. Autrement dit, les zones distordues sont aspirées plus fortement que les zones propres.

À cause de ce phénomène de non-uniformité du travail effectué et de l'aspiration, la soufflante influence à son tour la distorsion en amont. Ainsi, une modélisation de l'interaction entre la soufflante et l'entrée d'air sous distorsion est requise. Cette modélisation peut être réalisée par une approche 3-D instationnaire. Celle-ci peut être idéale en ce qui concerne la précision du calcul. Cependant, elle exige un investissement important au point de vue des ressources informatiques. Malgré la disponibilité des outils de simulation et des logiciels de modélisation CFD de plus en plus performant, l'approche 3-D n'est pas la meilleure approche à cause du temps qu'il faut accorder ainsi que la difficulté de modélisation.

Une autre approche (un compromis entre le modèle 3-D de la soufflante et la condition frontière uniforme) consiste à imposer une condition frontière sur le plan d'entrée du moteur qui modélise l'effet de la soufflante sur l'écoulement. Cette nouvelle condition est un plan de pression statique non-uniforme qui prend en compte l'effet de non-uniformité de travail réalisé sur les parties

propres et distordues de l'écoulement. Par ce nouveau modèle, on évite les inconvénients des deux autres approches comme le coût élevé de modélisation 3-D et la faible précision du plan uniforme de débit massique. La nouvelle condition aux limites doit être validée par divers cas tests et elle doit être comparée avec les deux autres approches mentionnées ci-haut.

Dans le travail actuel, on implémente un modèle simplifié de type Actuator Disc de la soufflante dans une théorie de modélisation de l'interaction entre l'aube et l'écoulement. Cette théorie divise le compresseur en plusieurs sous-compresseurs d'une manière parallèle afin de prédire la réponse de la soufflante à la distorsion de l'écoulement.

Plus précisément, dans la modélisation par la théorie des compresseurs parallèles, l'écoulement est divisé en plusieurs tubes de courant et la réponse de l'aube est modélisée sur chacun de ces tubes. Tous ces petits compresseurs parallèles possèdent les mêmes caractéristiques que la soufflante originale sauf qu'ils fonctionnent avec le débit et le tourbillon moyens correspondant aux tubes de courants. En aval de ces petits compresseurs, l'écoulement est rejeté à une condition égale à celle produite par un compresseur avec les mêmes caractéristiques, mais en fonctionnant sous l'écoulement propre et non distordu.

Basé sur cette théorie, on définit un processus itératif entre l'ensemble des petits compresseurs et le compresseur purement uniforme (en tant que cible de convergence). Par ce processus, on est capable de trouver la condition aux limites appropriée à l'écoulement sur la face de moteur sous distorsion.

Après avoir imposé cette nouvelle condition aux limites, malgré la distribution différente de travail effectué sur les tubes de courant, la moyenne massique du ratio de pression totale, est égale au ratio de pression total que l'aube accorde sur la même quantité globale de masse, mais uniforme et sans distorsion.

Les résultats numériques de cette nouvelle approche de simulation sont comparés à des résultats publiés, modélisés par une approche numérique RANS¹ 3D instationnaire et l'accord est satisfaisant. L'avantage principal de ce travail est donc de diminuer considérablement la durée de

¹ Reynolds-averaged Navier–Stokes

modélisation ainsi que le coût de calcul permettant de prendre en compte l'interaction entre la soufflante et l'entrée d'air.

Une validation industrielle finalement est réalisée dans ce mémoire. Elle consiste à une nacelle posée dans l'écoulement d'air avec un angle d'incidence de 25° . Cette étude de cas compare des simulations stationnaire et transitoire par un rotor en 3-D ainsi que les résultats obtenus par la méthode développée dans ce mémoire pour définir la condition frontière. L'avantage de l'utilisation de la condition frontière développé dans ce mémoire par rapport à la modélisation CFD du rotor est illustré par cette validation.

À la fin, quelques améliorations de la méthode présentée sont proposées.

CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE ET OBJECTIFS DU MÉMOIRE

L'un des problèmes les plus importants associés à l'installation du moteur dans un avion est la possibilité du pompage du compresseur qui peut survenir lorsque l'écoulement d'air sur la face du moteur est non uniforme (déformé). La prédiction des conditions dans lesquelles cette distorsion apparaît ainsi que l'amplitude de ces distorsions est donc cruciale à la conception d'une entrée d'air. Cependant, l'effet d'aspiration de la soufflante sur l'écoulement distordu n'est pas le même que sur un écoulement uniforme et cette réponse non uniforme de l'aube à la distorsion provoque un changement dans l'écoulement distordu.

Afin de connaître le couplage entre l'écoulement non-uniforme et la soufflante, de nombreux chercheurs ont travaillé sur l'effet de distorsion sur les turbomachines et aussi sur le mécanisme de réponse du compresseur à la distorsion depuis des années.

Ici, on classe les travaux réalisés dans ce sujet.

1.1 Premières théories analytiques

La théorie des compresseurs parallèles fut introduite pour la première fois dans les années 60 (Pearson & McKenzie, 1959) en modélisant un compresseur fonctionnant sous distorsion circonférentielle de pression totale dans un segment angulaire. Ils ont supposé que deux compresseurs séparés travaillent sur l'écoulement, dont un sur l'écoulement propre et l'autre sur l'écoulement distordu sans aucun flux croisé. Ces deux compresseurs fonctionnent avec les mêmes caractéristiques et rejettent l'air à une pression statique constante et commune donnée par les caractéristiques mesurées pour une situation uniforme et sans aucune distorsion. Cette théorie a prévu que le pompage se produit quand le ratio de pression du compresseur sous distorsion dépasse la ligne de pompage correspondant au compresseur purement uniforme. La théorie affirme que le ratio de pression du secteur sous distorsion est plus élevé que celui non distordu. Autrement dit, quand les conditions à l'entrée ne sont pas uniformes, il aura une variation circonférentielle de pression et température totale transférées à l'écoulement.

Plus tard, des tests expérimentaux (Reid, 1969) ont confirmé la théorie des deux compresseurs parallèles. Ces validations confirment plus ou moins la tendance des résultats obtenus par la théorie des deux compresseurs malgré un écart plus important près du point de pompage. De

plus, ces essais montrent un mélange faible de l'écoulement à haute et à basse pression totale (flux croisé).

Cette théorie a été révisée par Mazzawy (Mazzawy, 1976). Il critique deux principales hypothèses de la théorie des compresseurs parallèles pour le rendement et la pression statique en aval de la soufflante. La première hypothèse c'est que le rendement global du compresseur sous distorsion pour un secteur circonférentiel peut être différent du rendement du compresseur non distordu avec les mêmes conditions aux limites¹. La deuxième c'est que la pression de sortie égale à la situation propre peut être invalide dans certains cas².

Selon Stenning (Stenning, 1980), la théorie des compresseurs parallèles fait une modélisation robuste pour les distorsions circonférentielles à l'onde carrées plus grandes que 60°.

Un travail assez complet est réalisé par cette approche chez Pratt & Whitney (Plourde & Stenning, 1967). Ils ont modélisé le compresseur par plusieurs petits éléments qui produisent des ratios de pression en fonction du débit massique. Il est constaté que l'atténuation globale de la distorsion de pression totale dépend de la pente de la ligne de ratio de pression en fonction de débit. L'atténuation (de distorsion en amont) augmente lorsque la pente de la caractéristique est plus négative. En outre, une redistribution considérable de flux est constatée en amont du compresseur. Ils ont également comparé leurs résultats avec des tests expérimentaux et ils ont affirmé que le modèle est robuste pour la plupart des cas.

L'avantage de leur méthode était la simplicité surtout pour la phase de conception préliminaire qui ne nécessite que la géométrie et les caractéristiques de la machine. En revanche, l'hypothèse de l'écoulement 2-D ainsi que non visqueuse et incompressible diminue la précision du travail.

¹ La variation de rendement peut être à cause des effets instationnaires et la distorsion induite par les étages.

² Car une pression non uniforme de sortie peut être générée par un diffuseur en aval ou par un autre compresseur dans une configuration complexe (multispool).

1.2 Méthodes CFD

Dans ces méthodes, les équations de mouvement et de l'énergie sont résolues par des processus itératifs sous certaines hypothèses permettant de simplifier les équations de Navier-Stokes.

1.2.1 Streamline curvature

La modélisation Streamline curvature est fréquemment utilisée pour modéliser les turbomachines grâce à son adaptation parfaite aux conditions aux limites complexes ainsi que son adaptation aux régimes subsonique et supersonique.

Le principe de cette méthode est de résoudre les équations d'Euler 3-D modifiées en acceptant des termes sources volumiques de l'énergie qui représentent l'effet de la force des pales de la turbomachine. Les termes sources mentionnés ci-dessus sont calculés par une approche séparée.

Une modélisation de l'interaction de l'aube avec la distorsion par la méthode Streamline curvature a été réalisée par Hale (Hale, Davis, & Sirbaugh, 2006). L'application est réalisée pour le cas d'un avion F-16. Avec une bonne précision, ce travail montre une diminution de 6 % dans le rendement global du compresseur à cause de la distorsion. L'avantage de ce travail est de tenir compte à la fois de la distorsion radiale et circonférentielle. Ils ont bien interprété l'effet de la soufflante sur l'écoulement distordu par les contours quantitatifs de pression statique.

La complexité de calcul des termes sources pour cette méthode est une difficulté importante ainsi que le couplage de ces termes sources avec le solveur.

1.2.2 Approches CFD récentes

Pour la première fois, Yao a appliqué un solveur URANS utilisant la méthode des volumes finis (développé à la NASA) pour faire une simulation de l'interaction de l'aube- l'écoulement pour le cas d'un compresseur composé à deux étages (Yao, Gorrell, & Wadia, 2007). Les résultats présentés dans son papier montrent la formation d'une distorsion de pression statique provoquée par la distorsion de pression totale. Cette distorsion de pression statique induit un tourbillon dans l'écoulement en amont de l'aube. Plus tard, les mêmes auteurs avec la même approche (Gorrell, Yao, & List, 2009) ont présenté la variation de rendements des étages à cause de distorsion circonférentielle et la réponse détaillée des étages à cette non-uniformité.

En 2010, Fidalgo a réalisé un calcul CFD avec l'URANS pour l'étude de l'aérodynamique du rotor 67 de la NASA (composé d'un étage rotor+stator) sous une distorsion de pression totale circonférentielle imposé sur 120° (Fidalgo, Hall, & Colin, 2010). Ils ont montré que le tourbillon induit perturbe largement le travail du rotor ainsi que le point de fonctionnement local. Dans cette analyse, le domaine du rotor est divisé en plusieurs secteurs permettant de calculer l'endroit des points locaux de fonctionnement du rotor sur la carte de compresseur. Cette recherche montre que la moyenne de travail de l'ensemble des points locaux fait le même travail que celui de la soufflante sur l'écoulement uniforme. Autrement dit, la soufflante distribue elle-même son travail d'une manière non uniforme entre les lignes de courant pour compenser l'effet de la distorsion. Cela confirme que la soufflante aspire plus fortement la zone distordue que la zone propre.

1.3 Objectifs de travail

L'objectif principal de ce mémoire est de développer une nouvelle condition aux limites pour représenter l'effet de la soufflante sur l'écoulement dans l'entrée d'air. Selon plusieurs documents cités ci-dessus, le travail de l'aube n'est pas uniforme sur un écoulement distordu. Dans ce cas, cette condition aux limites doit tenir compte de cet effet de non-uniformité.

Les requis de cette modélisation sont la simplicité et le temps du calcul. En conséquence, parmi les modèles de turbomachines déjà existants, nous avons choisi de représenter la soufflante par un modèle simplifié, à savoir un modèle d'Actuator Disc (AD). Ce modèle sera développé, vérifié et validé sur certaines soufflantes. Par la suite, le modèle d'Actuator Disc sera couplé à un modèle de CFD de la prise d'air en utilisant la théorie des compresseurs parallèles pour modéliser l'interaction.

Les objectifs spécifiques de ce travail sont donc les suivants :

- i. Développer, vérifier et valider un modèle d'Actuator Disc applicable aux turbosoufflantes.
- ii. Coupler le modèle d'Actuator Disc à un calcul CFD de l'entrée d'air en utilisant la théorie des compresseurs parallèles pour déterminer l'influence de l'Actuator Disc sur l'écoulement amont.

- iii. Valider la méthode développée sur des cas tests CFD et expérimentaux.

Le chapitre 2 présentera d'abord le modèle d'Actuator Disc développé. La vérification et validation de ce modèle sera détaillée au chapitre 3. Le chapitre 4 présentera la méthode de couplage de l'Actuator Disc et du calcul CFD de l'entrée d'air ainsi que les résultats de la méthodologie pour le cas du rotor 67 de Fidalgo (Fidalgo, et al., 2010). Le chapitre 5 présente ensuite un cas test plus ambitieux comprenant une nacelle en incidence.

CHAPITRE 2 DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE DE LA TURBOMACHINE

Dans ce chapitre, on développe un modèle simplifié de la turbomachine sur la base des équations du mouvement des fluides. Ce modèle doit représenter le travail de la soufflante sur l'écoulement. Au chapitre 3, ce modèle sera combiné à la théorie des compresseurs parallèles.

2.1 Introduction à la modélisation aérodynamique des compresseurs

Depuis des années, plusieurs modèles d'analyses aérodynamiques des compresseurs axiaux ont été développés : les modèles simplifiés en 2-D et les modèles plus complexes en 3-D.

En réalité, les modèles 2-D sont de bonnes approximations surtout pour les derniers étages du compresseur lorsque le ratio du rayon du moyeu sur le rayon du bout de pale est faible car dans un modèle, on néglige la composante radiale d'écoulement. Cette approximation n'est pas très précise pour la soufflante qui possède un allongement plus important et des redistributions radiales non négligeables.

Une analyse simple d'un compresseur axial en 3-D peut être obtenue par la théorie de l'équilibre radiale dans laquelle on suppose que tous les déplacements radiaux sont accomplis dans région de la pale entre le bord d'attaque et le bord de fuite. Cela implique qu'en amont et en aval de l'aube pour tous les éléments de fluide, la composante radiale de vitesse est nulle. Cette approche demeure une approximation car Hawthorne (Hawthorne & Horlock, 1962) et Lewis (Lewis, 1996) ont montré une distribution de la vitesse radiale en dehors de la zone de la pale.

Une modélisation 3-D plus précise que la théorie d'équilibre radiale est obtenue par la théorie de l'Actuator Disc. Cette théorie qui sera développée dans ce chapitre n'impose pas une zone précise pour le développement de la composante de vitesse radiale. L'Actuator Disc est un modèle mathématique de l'aube dans lequel la pale est rétrécie et il se compose d'un nombre infini de pales (plan de l'Actuator Disc) tout en maintenant les mêmes angles et le même ratio d'espace-corde.¹

¹ Pour plus d'information sur le Actuator Disc: Horlock, J H : Actuator Disc theory, 1978

Pour les géométries qui ne sont pas trop complexes, sans changement important d'aire de passage, la théorie de l'Actuator Disc donne des analyses raisonnables.

Dans ce chapitre, on commence par faire une analyse d'équilibre radial d'écoulement afin de l'implémenter dans la théorie de l'Actuator Disc.

2.2 Développement du bilan des forces

Pour commencer l'analyse aérodynamique de la turbomachine, il est préférable de se limiter à un volume de contrôle situé en aval loin de l'aube. Pour cet élément de fluide tel qu'à la Figure 2-1, on applique les équations de Navier-Stokes.

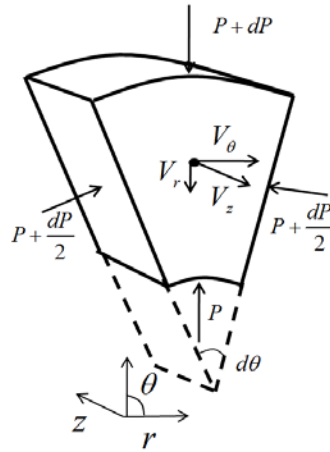


Figure 2-1 Bilan des forces de pression et des forces d'inertie pour un volume de contrôle de fluide situé loin en aval de l'aube

L'équation de Navier-Stokes dans le sens radial en coordonnée cylindrique pour cet élément situé à l'infini en aval est donnée par l'équation 2-1.

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) - \frac{V_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \end{aligned}$$

Equation 2-1

Noter que cette équation est la forme simplifiée de l'équation Navier-Stokes pour un écoulement incompressible. La validité de cette hypothèse sera vérifiée bientôt dans ce chapitre. Ici, on commence l'analyse par ce bilan.

Dans l'équation 2-1, on suppose que l'écoulement est dans un régime stationnaire. Dans ce cas, la dérivée temporelle est nulle.

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} = 0$$

Afin de simplifier l'analyse, on se limite à un cas axisymétrique. Dans ce cas, les dérivées angulaires sont nulles :

$$\frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} = 0$$

$$\frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} = 0$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial \theta} = 0$$

En prenant en compte toutes les hypothèses mentionnées ci-haut et aussi en négligeant la gravité dans le sens radial ($g_r = 0$), l'équation 2-1 devient l'équation 2-2.

$$\left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) - \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right)$$

Equation 2-2

Puisque dans les turbomachines, le nombre de Reynolds est très grand, on néglige la viscosité :

$$\mu = 0$$

et l'équation 2-2 devient alors :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)$$

Equation 2-3

La valeur de pression totale pour un écoulement incompressible, ainsi que sa dérivée radiale est :

$$\frac{P_t}{\rho} = \frac{P}{\rho} + \frac{V_z^2}{2} + \frac{V_r^2}{2} + \frac{V_\theta^2}{2}$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_t}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_\theta \frac{\partial V_\theta}{\partial r}$$

Equation 2-4

En combinant l'équation 2-4 et l'équation 2-3 on obtient :

$$V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_\theta \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P_t}{\partial r} = \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)$$

qui peut s'écrire :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_t}{\partial r} = V_z \left(-\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + V_\theta \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r} \right)$$

Pour un élément assez loin en aval de l'aube, la composante radiale de la vitesse est négligeable (Lewis, 1996) et donc, la version simplifiée de l'équation de Navier-Stokes devient :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_t}{\partial r} = V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial r}$$

Equation 2-5

Cette dernière représente le bilan des forces sur un élément désiré en aval de l'aube.

Retournons maintenant à l'hypothèse qu'on a prise concernant l'équation incompressible de Navier-Stokes. En réalité, l'équation 2-5 est valide pour un écoulement compressible selon plusieurs documents qui ont obtenu la même équation mais avec les approches différentes (Dixon, 2005; Lewis, 1996). En conséquence, on présume que pour ce volume de contrôle qui se trouve en aval infini de l'aube, l'équation 2-5 est valide en compressible et incompressible.

Appliquons maintenant la première loi de la thermodynamique :

$$Tds = dh - \frac{1}{\rho} dp$$

Dans cette équation, on remplace les termes statiques de l'enthalpie et de la pression selon les équations suivantes :

$$P = P_t - \frac{1}{2}\rho V^2 \text{ et } h = h_t - \frac{1}{2}V^2$$

On obtient :

$$Tds = dh_t - \frac{1}{\rho} dP_t \text{ (Dixon, 2005)}$$

Maintenant, on peut combiner cette dernière avec l'équation 2-5 pour obtenir :

$$\frac{\partial h_t}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} = V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial (rV_\theta)}{\partial r}$$

Equation 2-6

On considère en général le gradient radial d'entropie nul et en conséquence, l'équation 2-6 devient :

$$\frac{\partial h_t}{\partial r} = V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial (rV_\theta)}{\partial r}$$

Equation 2-7

L'équation d'Euler pour les turbomachines possède la forme suivante :

$$h_{t2} - h_{t1} = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}$$

$$U = r\omega$$

Equation 2-8

On dérive cette dernière par rapport à 'r' où, les indices '1' et '2' représentent respectivement l'amont et l'aval loin de l'aube.

$$\frac{dh_{t2}}{dr} - \frac{dh_{t1}}{dr} = \frac{d(U_2 V_{\theta 2})}{dr} - \frac{d(U_1 V_{\theta 1})}{dr}$$

Si on suppose un écoulement uniforme axial en 'z' :

$$\frac{dh_{t2}}{dr} = \frac{d(U_2 V_{\theta 2})}{dr}$$

Et en conséquence, l'équation 2-6, devient:

$$\frac{d(U_2 V_{\theta 2})}{dr} = V_z \frac{dV_{z2}}{dr} + \frac{V_{\theta 2}}{r} \frac{d(r V_{\theta 2})}{dr}$$

Après une démarche mathématique, on isole le gradient de vitesse angulaire.

$$V_{z2} \frac{dV_{z2}}{dr} = \left(\omega - \frac{V_{\theta 2}}{r} \right) \left(\frac{d}{dr} (r V_{\theta 2}) \right)$$

Equation 2-9

Maintenant, on fait une rétroaction aux triangles de vitesse au bord d'attaque et au bord de fuite de l'aube telle que donné par la figure 2-2.

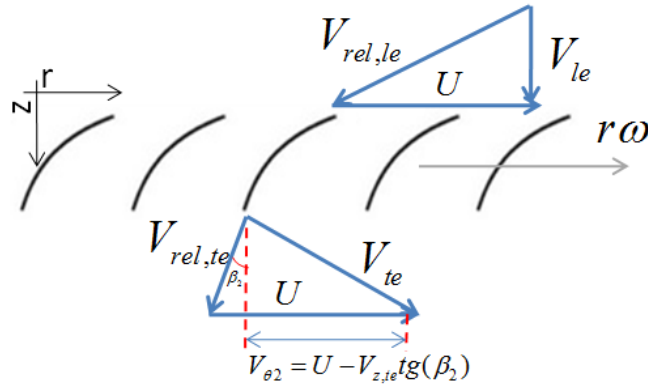


Figure 2-2 Triangles de vitesse dans la soufflante

En approximant que le tourbillon reste constant en aval de la soufflante, Selon la figure 2-2, on peut reformuler la vitesse angulaire en fonction de la vitesse axiale :

$$V_{\theta 2} = r\omega - V_{z,te} \operatorname{tg}(\beta_2)$$

Enfin, l'équation 2-9 est écrite pour un élément situé en aval de l'aube

$$\frac{dV_{z2}}{dr} = \frac{V_{z,te}}{V_{z2}} \frac{\tan \beta_2}{r} \left(2r\omega - \frac{d}{dr} (V_{z,te} r \tan \beta_2) \right)$$

Equation 2-10

L'équation 2-10 est une équation différentielle de premier ordre qui peut être résolue par une méthode numérique. Pour faire cela, l'équation est mise sous la forme générale suivante.

$$\frac{dV_{z2}}{dr} = f(r, V_{z2})$$

Dans la partie suivante, on va essayer de mettre cette équation dans le format adéquat en remplaçant le terme de vitesse axiale au bord de fuite par la vitesse axiale à l'infini.

2.3 Théorie et modélisation d'un Actuator Disc

Un Actuator Disc (AD) est un modèle mathématique de l'aube composé d'un plan de discontinuité de la vitesse tangentielle. Cette théorie est développée sur la base de théorie de l'hélice pour l'écoulement incompressible (Dixon, 2005).

Ici, la théorie de l'Actuator Disc est utilisée pour exprimer la vitesse axiale en fonction de la vitesse et de la densité de l'écoulement à l'infini, en amont et en aval. Les relations suivantes ont été proposées par Lewis (Lewis, 1995).

$$V_z = V_{z1} + \frac{(\rho_2 V_{z2} - \rho_1 V_{z1})}{\rho_m} \frac{e^{\frac{kz}{r_i - r_h}}}{2}, z < 0$$

$$V_z = V_{z2} - \frac{(\rho_2 V_{z2} - \rho_1 V_{z1})}{\rho_m} \frac{e^{\frac{kz}{r_i - r_h}}}{2}, z > 0$$

Equation 2-11

$$\text{Où : } \rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

Dans ces équations, le paramètre « k » est proportionnel au ratio de rayon du bout de pale sur le rayon du moyeu. Ces équations sont un développement du modèle AD pour l'écoulement compressible¹. Dans le cas d'un rotor, le AD est mis à la demi-corde de l'aube telle qu'il est représenté à la Figure 2-3 (Lewis, 1996).

Avec ces deux équations, on peut maintenant remplacer la vitesse axiale au bord de fuite en fonction de la vitesse axiale à l'infini qui apparait dans l'équation 2-10.

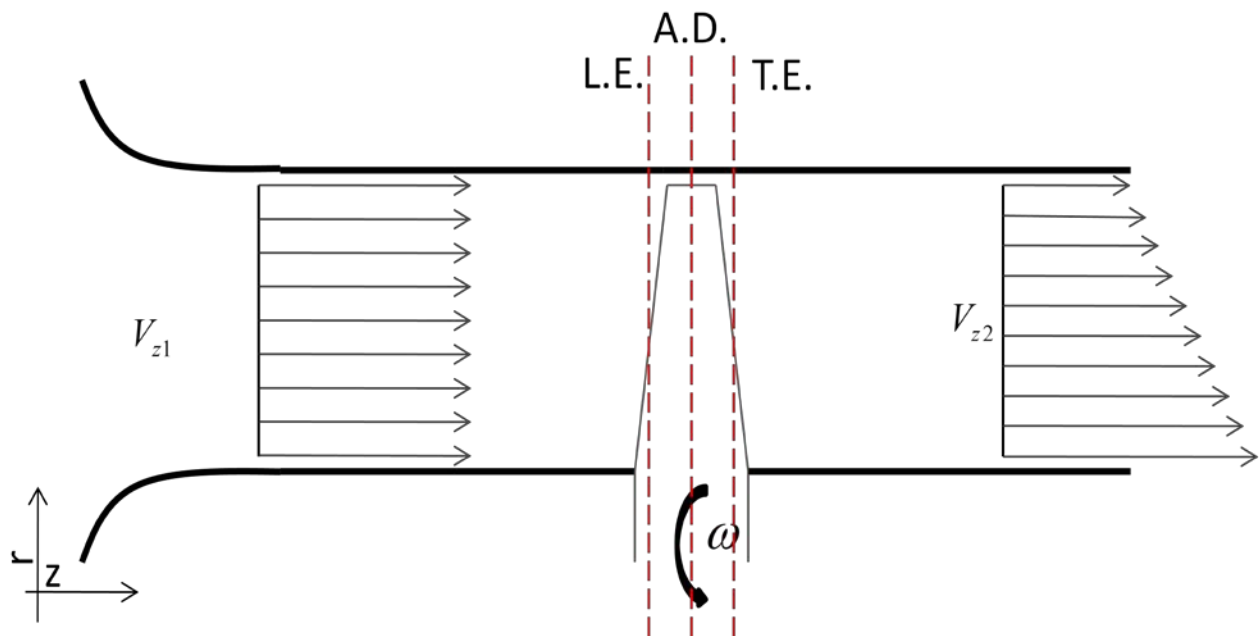


Figure 2-3 Position du modèle de l'Actuator Disc

On écrit alors l'équation 2-11 au bord de fuite.

$$V_{z,te} = V_{z2} - \frac{(\rho_2 V_{z2} - \rho_1 V_{z1})}{\rho_m} e^{\frac{kz_{te}}{r_i - r_h}} \frac{1}{2}$$

¹Pour plus d'information : (Hawthorne & Ringrose, 1963)

Si on dérive cette équation en fonction du rayon, on aura :

$$\frac{dV_{z,le}}{dr} = \frac{dV_{z2}}{dr} \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_m} F \right) + V_{z2} \left(\frac{\frac{d\rho_2}{dr} \rho_2 F}{2\rho_m^2} - \frac{\frac{d\rho_2}{dr} F}{\rho_m} \right) - V_{z1} \left(\frac{\frac{d\rho_2}{dr} \rho_1 F}{2\rho_m^2} \right)$$

Ensuite, on remplace cette dernière dans l'équation 2-10 pour obtenir :

$$\begin{aligned} \frac{dV_{z2}}{dr} = & \frac{tg^2 \beta_2 \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} \left(\frac{F}{\rho_m} \frac{d\rho_2}{dr} + \frac{d\rho_2}{dr} \frac{\rho_2 F}{2\rho_m^2} \right) V_{z2} + tg^2 \beta_2 \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} \frac{d\rho_2}{dr} \frac{\rho_1 F}{2\rho_m^2} V_{z1}}{1 + tg^2 \beta_2 \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_m} F \right)} + \\ & \frac{2\omega r \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} tg \beta_2 - V_{z,le} tg \beta_2 \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} tg \beta_2 - V_{z,le} r \frac{d(tg \beta_2)}{dr} \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} tg \beta_2}{1 + tg^2 \beta_2 \frac{V_{z,le}}{V_{z2}} \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_m} F \right)} \end{aligned} \quad \text{Equation 2-12}$$

où : $F = \frac{1}{2} e^{\frac{-kz}{r_t - r_h}}$

2.4 Résolution de l'équation du bilan des forces-pression

L'objectif de cette partie est de résoudre l'équation 2-12 pour trouver les profils de vitesse en amont et en aval de l'aube.

Dans l'équation 2-12, la densité de l'écoulement en amont est connue. Cependant, il nous manque la densité en aval pour résoudre l'équation. Pour commencer, on peut estimer une valeur de départ pour cette dernière.

Afin de résoudre l'équation 2-12, on suppose la valeur axiale V_{z2} au pied de la pale comme illustré à la figure 2-4 .

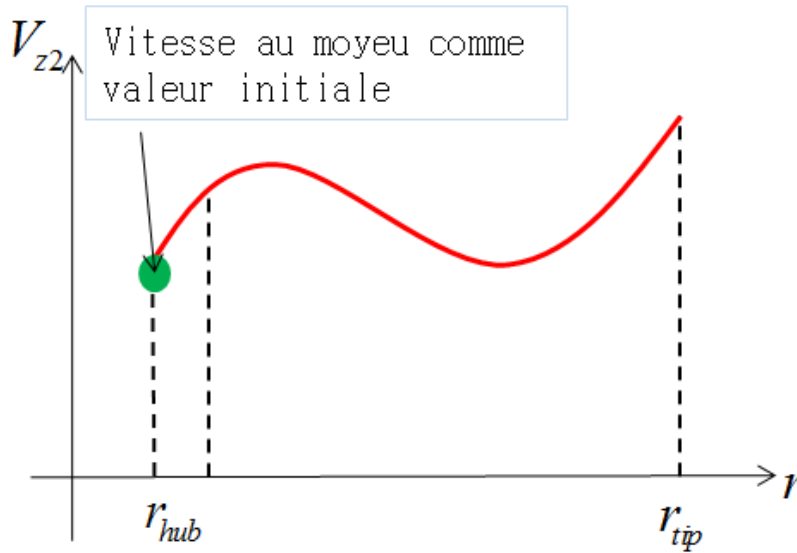


Figure 2-4 Résolution numérique de l'équation 2-12

L'équation 2-12 est ensuite intégrée par la méthode numérique explicite de Runge-Kutta¹. Cette méthode est programmée dans une fonction sous Matlab qui s'appelle ODE45².

La solution de l'équation 2-12 obtenue par la fonction ODE45 est ensuite insérée dans l'équation de continuité donnée à l'équation 2-13.

$$\int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \rho_1 V_{z1} r dr = \int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \rho_2 V_{z2} r dr$$

Equation 2-13

¹ Pour plus d'informations sur la méthode de Runge Kutta: Fortin, A : Analyse numérique pour ingénieurs, 2008
Presse Polytechnique

² Pour plus d'informations sur la fonction ODE45 : <http://www.mathworks.com/help/techdoc/ref/ode45.html>

Une fois, la conservation de masse respectée, on vérifie la valeur de densité supposée au départ. Cette dernière est obtenue à partir de l'équation 2-8. Dans l'équation 2-8, avec l'hypothèse un gaz caloriquement parfait on aura:

$$T_{t2} = \frac{r\omega}{c_p}(V_{\theta2} - V_{\theta1}) + T_{t1}$$

Equation 2-14

La température statique de l'écoulement est donnée par :

$$T_2 = T_{t2} - \frac{1}{2c_p}V_2^2$$

avec :

$$V_2 = \sqrt{V_{z2}^2 + V_{\theta2}^2}$$

La densité en fonction de la température se trouve à partir de l'équation suivante, où η_{pt} est le rendement polytropique de la turbosoufflante.

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\eta_{pt}}{\gamma-1}}$$

Equation 2-15

Cette densité est alors employée dans l'équation 2-12. Si la différence de densité entre deux itérations est inférieure à la valeur de convergence, on sort de la boucle et le calcul s'arrête. Ici, le critère de convergence est fixé à 10^{-3} .

2.5 Modèle d'Actuator Disc comme une boîte noire

Une fois le modèle d'Actuator Disc construit selon la théorie vue ci-dessus, un programme Matlab permet son implémentation.

À la figure 2-5, on considère le modèle d'Actuator Disc comme une boîte noire avec ses données d'entrée et de sortie.

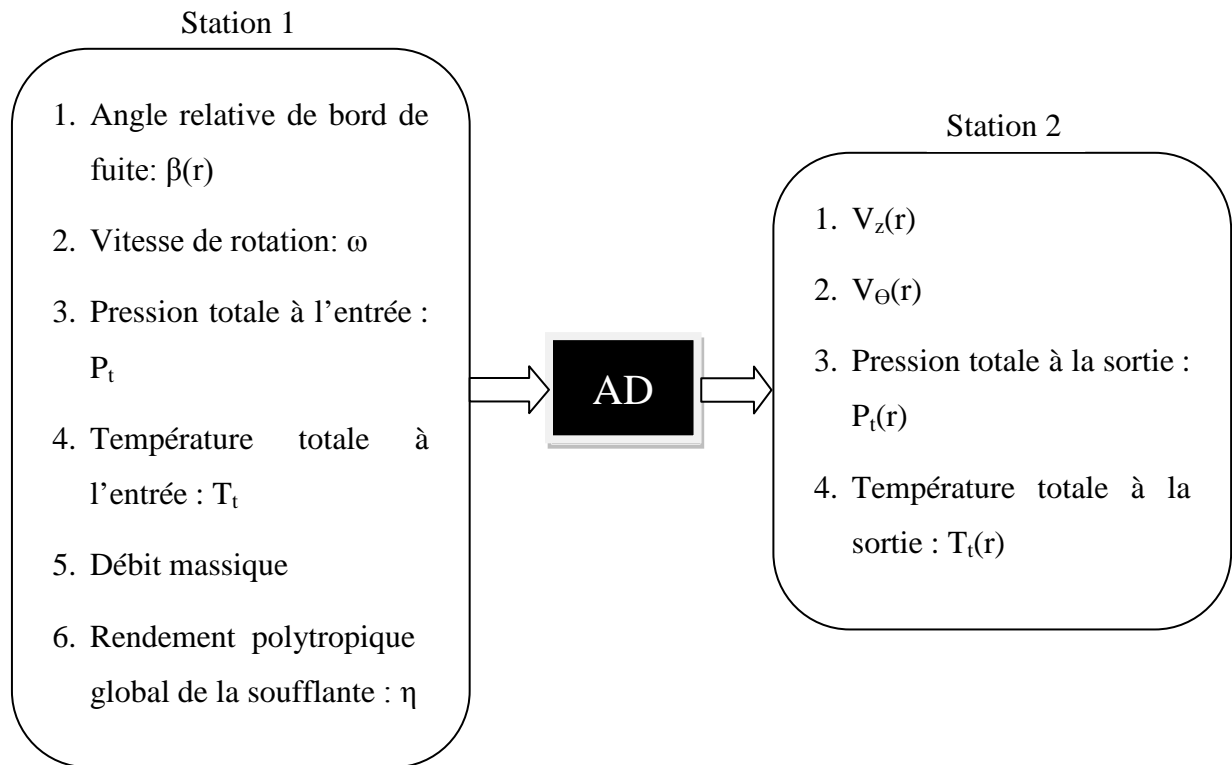


Figure 2-5 Entrées et sorties du programme développé sur la théorie d'Actuator Disc

Les données d'entrées comprennent la spécification de l'écoulement en amont, des données géométriques des pales ainsi que le rendement supposé pour la soufflante

Les données de sortie comprennent les profils radiaux des paramètres de l'écoulement à une station infini aval.

CHAPITRE 3 VÉRIFICATION ET VALIDATION DU MODÈLE

ACTUATOR DISC

L'objectif de ce chapitre est de vérifier l'implémentation de la méthode et valider la modélisation faite au chapitre précédent. La vérification sera réalisée par une comparaison avec une solution analytique, alors que la validation sera faite en comparant à des résultats expérimentaux.

3.1 Vérification du modèle

Dans cette partie, on va vérifier la résolution de modèle d'Actuator Disc en cherchant la réponse à la question : est-ce qu'on résout les systèmes d'équations (posé au départ) de la façon adéquate ? Pour ce faire, nous allons comparer les solutions numériques obtenues à des solutions analytiques de quelques cas simplifiés.

3.1.1 L'angle relatif au bord de fuite

Comme premier test, nous allons fixer l'angle relatif au bord de fuite à zéro, tel qu'illustré à la figure 3-1. Ce que l'on peut attendre d'une telle simulation est une augmentation de la vitesse angulaire, de la vitesse absolue, de la température statique, de la densité ainsi que de la pression totale dans le sens radial du pied de la pale jusqu'au bout de pale. Dans ce cas, la vitesse axiale de l'écoulement à l'infini aval sera constante. Les détails de cette solution sont fournis ci-dessous.

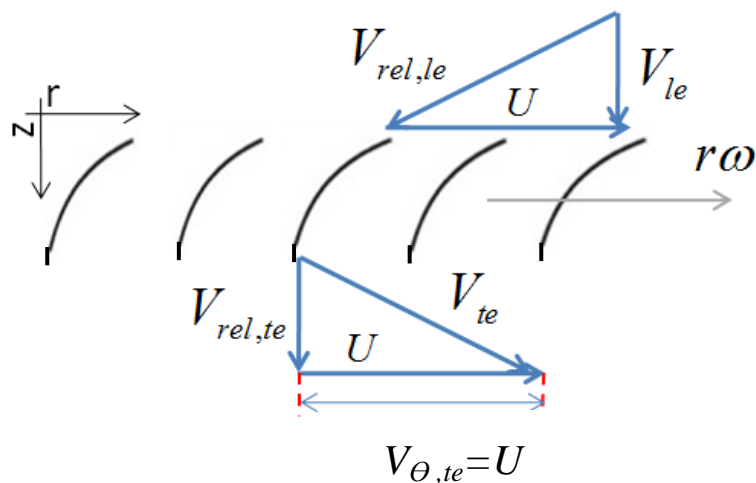


Figure 3-1 Triangles de vitesse pour l'angle au bord de fuite nul

Reprenant la figure 3-1, il est évident que la vitesse angulaire est égale à la vitesse de rotation.

$$V_{\theta 2} = r\omega$$

Selon l'équation 2-8 et considérant un gaz caloriquement parfait, on aura :

$$c_p T_{t2} - c_p T_{t1} = U_2 V_{\theta 2}$$

Equation 3-1

donc :

$$c_p T_{t2} - c_p T_{t1} = (r\omega)^2$$

Selon la définition de la température totale :

$$c_p T_{t2} = c_p T_2 + \frac{1}{2} V^2$$

donc :

$$c_p T_{t2} = c_p T_2 + \frac{1}{2} \left((r\omega)^2 + V_{z2}^2 \right)$$

On remplace cette dernière dans l'équation 3-1 pour obtenir :

$$c_p T_{t1} + (r\omega)^2 = c_p T_2 + \frac{1}{2} \left((r\omega)^2 + V_{z2}^2 \right)$$

$$c_p T_2 = c_p T_{t1} + (r\omega)^2 - \frac{1}{2} \left((r\omega)^2 + V_{z2}^2 \right)$$

Equation 3-2

En utilisant l'équation 2-10, on voit que lorsque β_2 est nul, alors $\frac{dV_{z2}}{dr} = 0$ et V_{z2} est constant en fonction du rayon. La valeur de la vitesse axiale V_{z2} sera alors donnée par l'équation de conservation de la masse dans le but de trouver la densité ρ_2 .

On peut supposer un processus isentropique. Dans ce cas, on peut écrire l'équation 3-3.

$$\frac{\rho_2(r)}{\rho_1} = \left(\frac{T_2(r)}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

Equation 3-3

Implémentons l'équation 3-3 dans l'équation de continuité, on obtient :

$$\rho_1 V_{z1} A_1 = \int_h^t 2\pi r \rho_1 \left(\frac{T_2(r)}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} V_{z2} dr$$

Equation 3-4

Dans l'équation 3-4, on remplace T_2 par l'équation 3-2.

$$V_{z1} A_1 = \int_h^t 2\pi r \left(\frac{T_{t1} + \frac{1}{2c_p} (r\omega)^2 - \frac{1}{2c_p} V_{z2}^2}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} V_{z2} dr$$

Equation 3-5

L'équation 3-5 est résolue numériquement par essai et erreur avec la méthode du point médian pour l'intégral numérique afin de trouver V_{z2} .

La figure 3-2 montre le profil constant de vitesse axiale obtenu par la solution numérique avec le programme Actuator Disc. Il y a un écart de 0,6% entre la solution analytique et la modélisation Actuator Disc. Ces erreurs sont dues à l'effet de la compressibilité de l'écoulement dans la démarche numérique.

Comme on prévoyait, la vitesse angulaire augmente et elle est proportionnelle au rayon ($V_{\theta 2}=r\omega$). Cela est confirmé à la figure 3-3. Les résultats analytiques et ceux obtenus par le modèle d'Actuator Disc sont superposés.

Pour les autres valeurs comme la température totale et statique, la pression totale et statique, les tendances prévues sont bien respectées pourtant, les figures correspondantes ne sont pas présentées ici sauf pour la température totale à la figure 3-4. La solution analytique de cette variable est la suivante :

$$T_{t2} = T_{t1} + \frac{(r\omega)^2}{c_p}$$

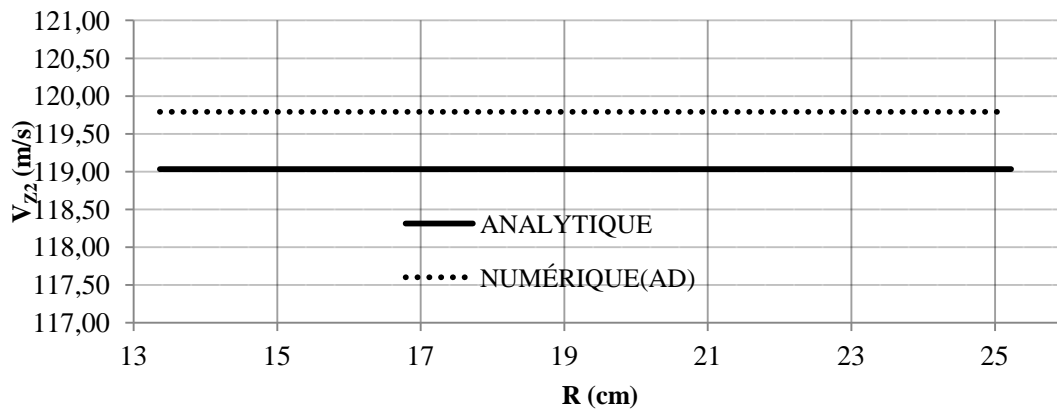


Figure 3-2 Profil de vitesse axiale à l'infini avec l'angle de bord de fuite nul

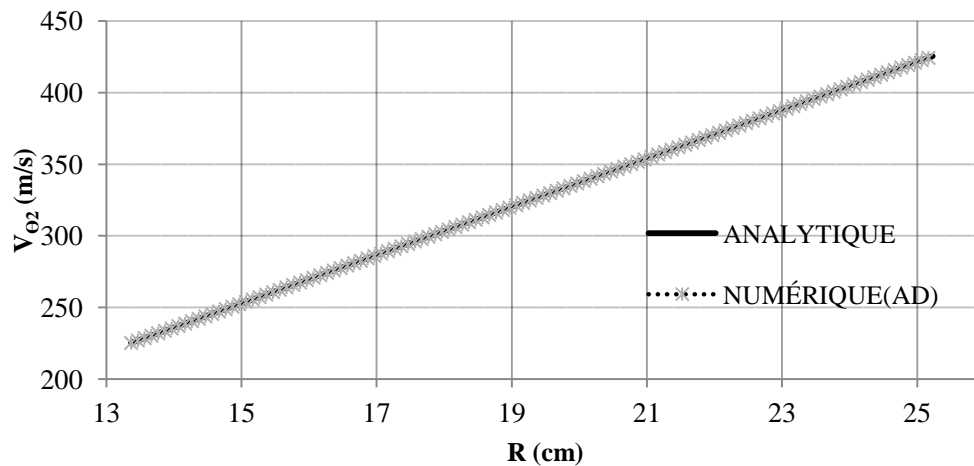


Figure 3-3 Profil de vitesse angulaire à l'infini avec l'angle de bord de fuite nul

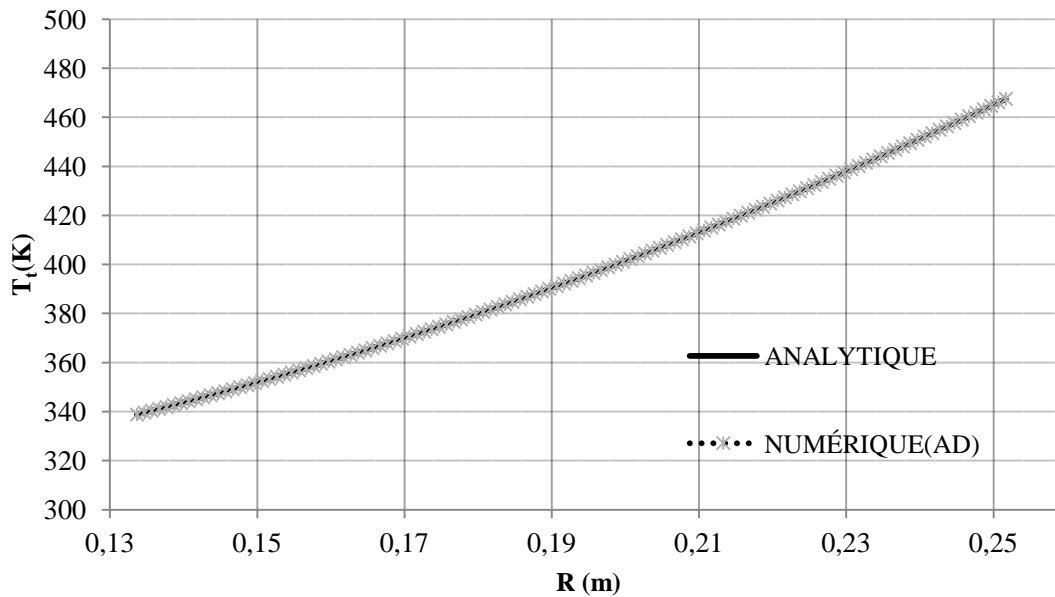


Figure 3-4 Profil de température totale à l'infini avec l'angle de bord de fuite nul

3.1.2 Écoulement incompressible

Dans cette section, on vérifie le code AD à la limite de l'écoulement incompressible. Pour effectuer une telle simulation, on enlève la première boucle du programme AD (celle qui consiste aux variables de densité) en supposant une densité constante.

Le tableau 5.9 du livre de Lewis (1995) présente un exemple de rotor fonctionnant en régime incompressible. En utilisant les caractéristiques et les géométries fournies dans cette table, on réalise une simulation avec le programme Actuator Disc afin de comparer les résultats obtenus à ceux présentés dans le livre de Lewis.

À la figure 3-5, les profils de vitesse au bord au bord de fuite et à l'infini aval sont tracés à partir de modèle Actuator Disc. De plus, on trace la charge de travail à la figure 3-6. Tous ces résultats sont similaires à ceux de Lewis. Dans ces figures, les valeurs de rayons sont normalisées par le rayon du bout de pale ainsi que les vitesses par la vitesse à l'infini amont.

Les résultats obtenus par le code AD sont donc en accord avec ceux présentés dans le travail de Lewis.

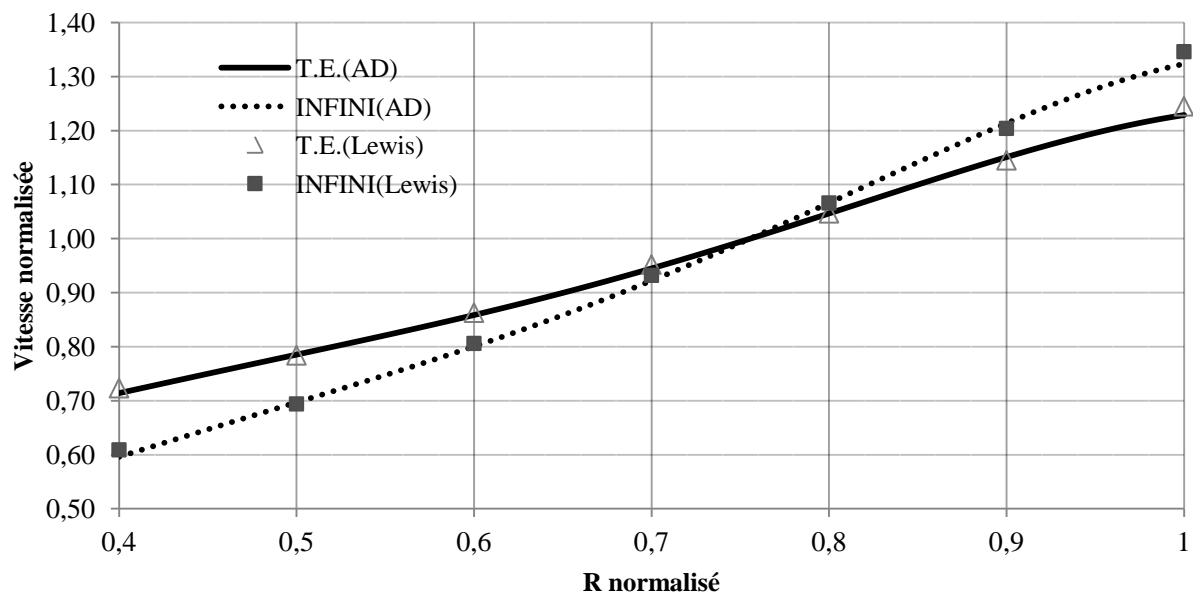


Figure 3-5 Profils de vitesse pour l'écoulement incompressible

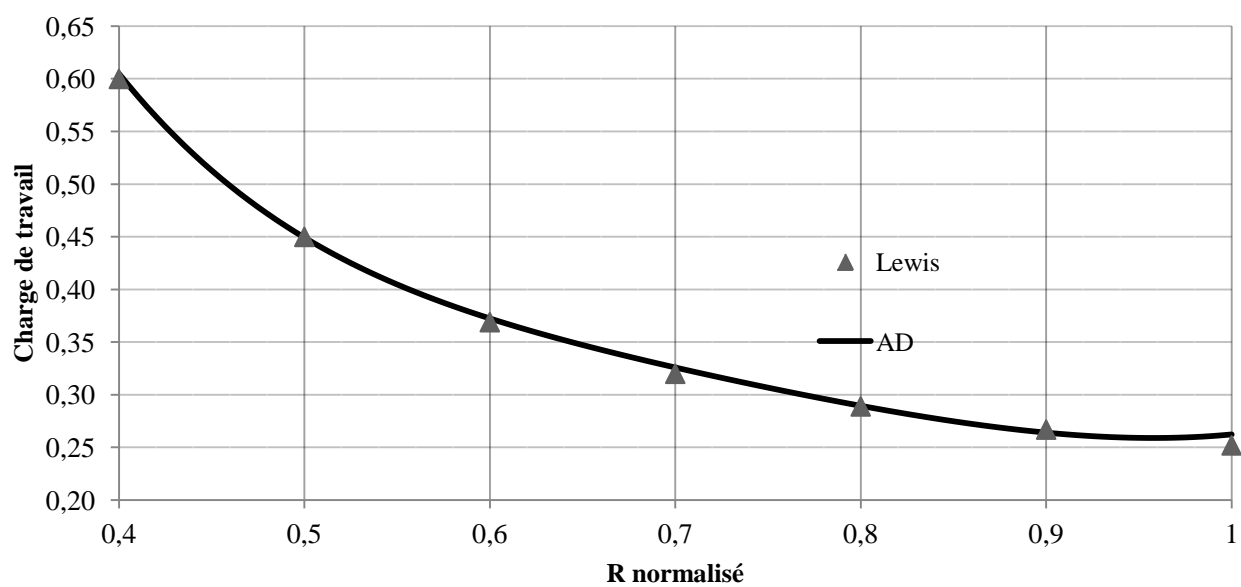


Figure 3-6 Charge de travail sur l'écoulement incompressible

3.2 Validation du modèle

Cette partie consiste à appliquer le modèle AD à un rotor pour lequel des données expérimentales existent. Ceci permettra de mieux illustrer les limites et la précision du modèle AD.

3.2.1 Modélisation du rotor 20 de la NASA

Le but est de comparer les résultats de simulations avec les tests expérimentaux réalisés pour le même cas d'étude et aussi sous la même condition de test.

L'essai présenté ici est fait pour le rotor 20 de la NASA. Le Rotor 20 est une soufflante transsonique conçue par la NASA. Les détails concernant les paramètres de conception ainsi que les caractéristiques aérodynamiques sont extraits du rapport technique de Sanger (Sanger, 1979).

Une photo du rotor 20 est fournie à la figure 3-7 ainsi qu'un résumé des paramètres globaux de conception du rotor 20 se trouve au tableau 3-1.

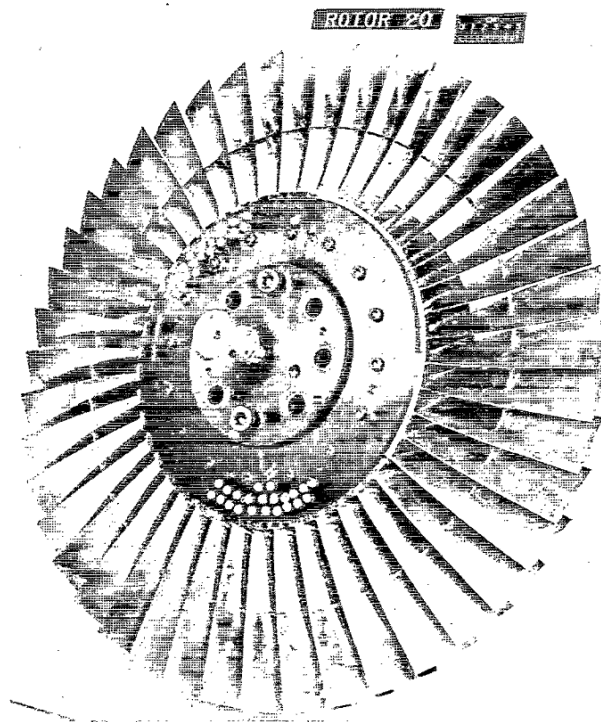


Figure 3-7 Rotor 20 de la NASA Réf : (Moore, Lewis, & Osborn, 1978)

Tableau 3-1 Paramètres globaux de conception du rotor 20

Rendement adiabatique	0,881
Rendement polytropique	0,888
RPM	16100
Débit massique	29,5 (kg/s)
Température totale en amont	288,2 (K)
Pression totale en amont	101,3 (kPa)

Les figure 3-8 à figure 3-11 présentent les résultats obtenus par le modèle d'Actuator Disc et sont comparé avec les résultats présentés dans le rapport de conception¹ du rotor 20. Dans ce rapport, la géométrie de l'aube et les résultats des tests expérimentaux sont présentés.

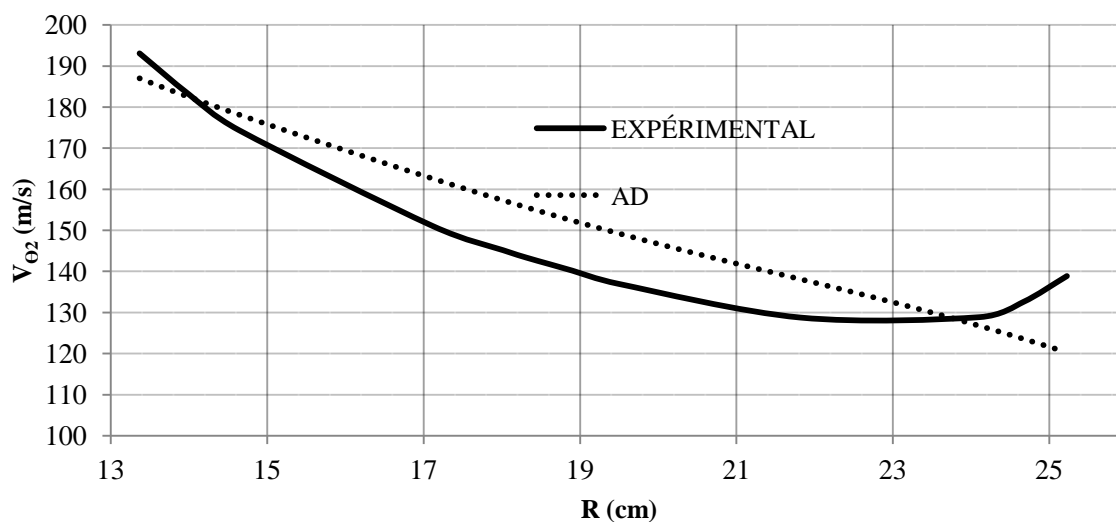


Figure 3-8 Profil de vitesse angulaire en aval de l'aube

¹Le rapport de conception: Moore, R. D., Lewis, G. W., & Osborn, W. M. (1978). Performance of a transonic fan stage designed for a low meridional velocity ratio.

La vitesse angulaire de l'écoulement ainsi que le ratio de vitesse méridionale (plan r-z) diminuent dans le sens radial du pied de pale vers le bout de pale tel qu'illustrée à la figure 3-8 et à la figure 3-9.

La température totale et la pression totale qui sont présentées aux figure 3-10 et figure 3-11 sont décalées par rapport aux courbes expérimentales, mais concernant la moyenne globale des points, ils sont en bon accord.

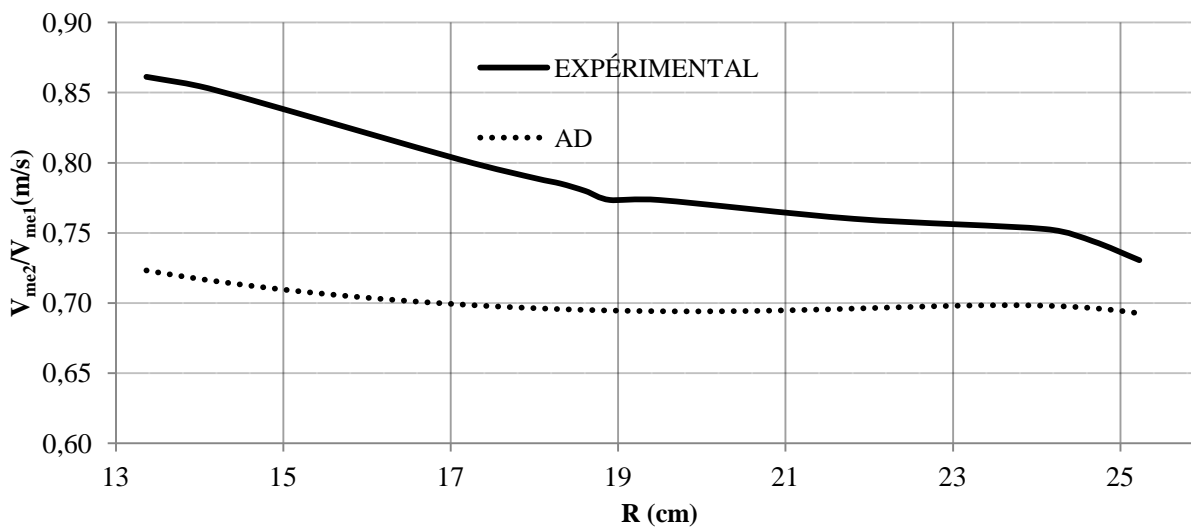


Figure 3-9 Profil du ratio de vitesse méridionale en amont et en aval

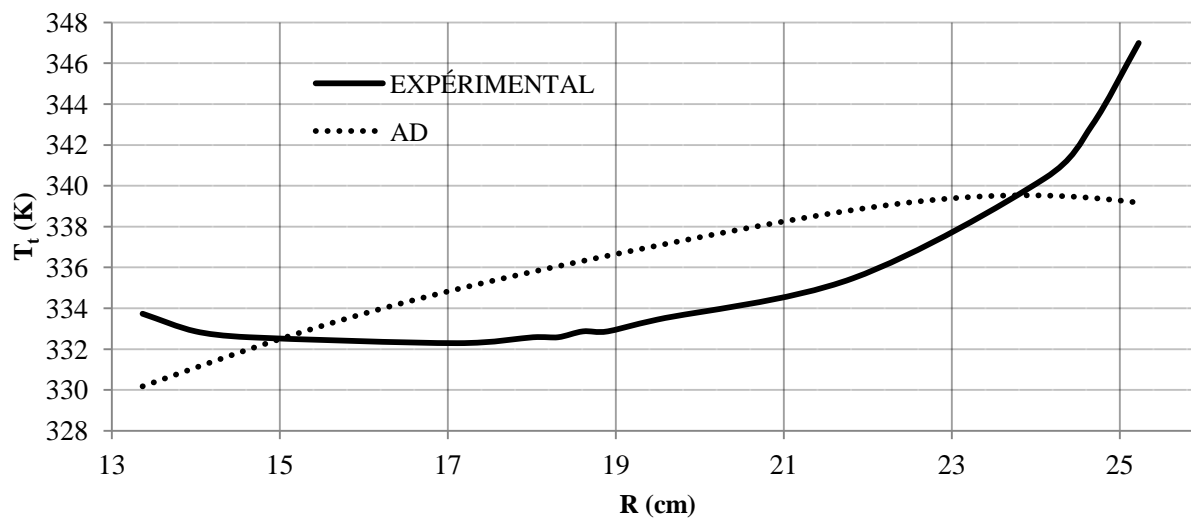


Figure 3-10 Profil de température totale en aval de l'aube

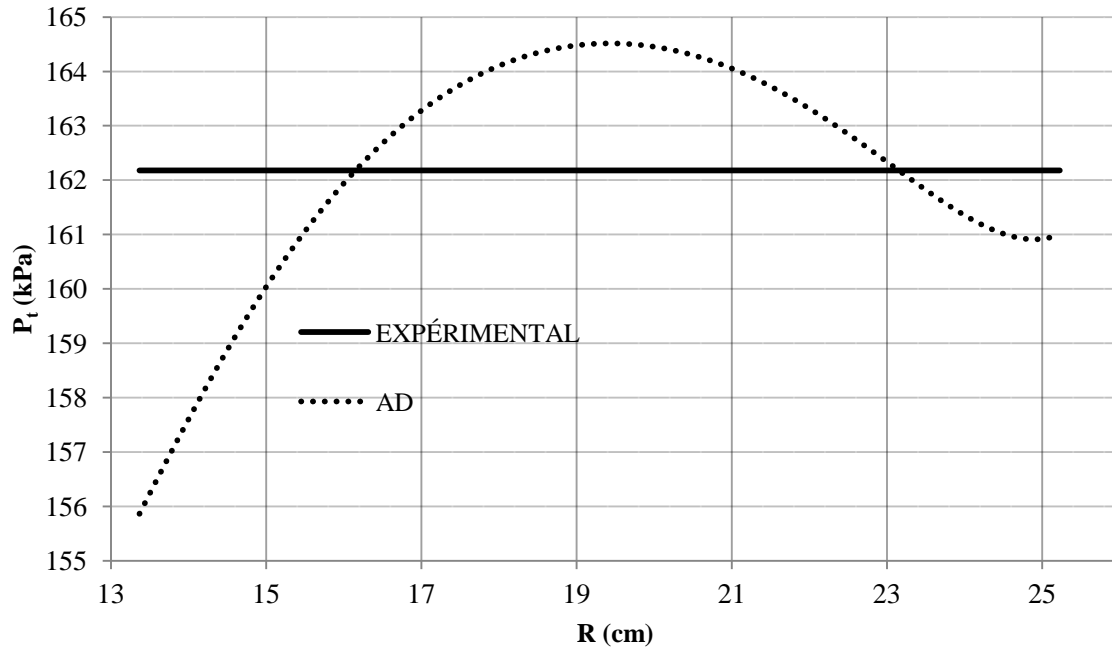


Figure 3-11 Profil de pression totale en aval de l'aube

3.2.2 Analyse de l'écart entre l'AD numérique et les valeurs expérimentales

Dans la simulation de théorie de l'Actuator Disc, on ne prend pas en compte l'effet de variation de l'aire de passage de l'écoulement. Dans le régime subsonique, une diminution de l'aire augmente la vitesse de l'écoulement. Cet effet joue un rôle important sur les résultats finaux, surtout les composantes de vitesse.

Pour le cas du rotor 20, le test expérimental s'est déroulé dans une tuyère avec une variation considérable de l'aire de passage. Cette tuyère convergente est présentée dans le rapport de conception. À cause de cet effet, on peut constater un écart entre les résultats de simulation théorique et le test expérimental. Cependant, les résultats pour T_t et P_t sont beaucoup moins affectés par le changement d'aire donc en meilleur accord avec la théorie. En résumé, les résultats du code AD sont suffisamment précis pour les besoins du présent travail car malgré l'écart de certains résultats avec les résultats expérimentaux, on se basera sur ce modèle pour une étude préliminaire comme un modèle simplifié de la soufflante. En conséquence, avoir des résultats très précis pour les propriétés de l'écoulement influencé par la soufflante n'est pas un objectif du présent travail.

CHAPITRE 4 INTERACTION DE L'AUBE ET DE L'ÉCOULEMENT AMONT

Le cœur de cet ouvrage est de prédire l'interaction entre l'aube et l'écoulement sous distorsion en amont de l'aube. Dans ce chapitre, on présente une approche pour la prédiction de cette interaction. Cette approche est validée en réalisant un cas test comparant les résultats numériques et expérimentaux.

4.1 L'effet de la soufflante sur la distorsion de l'écoulement

Comme il a été mentionné dans l'introduction, la soufflante n'accorde pas un travail uniforme sur toutes les lignes de courant dans un écoulement qui contient de la distorsion. La figure 4-1 illustre un cas où la composante axiale de la vitesse pour une ligne de courant propre est plus grande que dans la région de faible pression totale. Donc le débit par unité de surface pour la zone distordue est plus petit que dans la zone propre. Pour ces deux zones, la vitesse de rotation est constante ainsi que l'angle de sortie β_2 . En conséquence, la composante circonférentielle de la vitesse pour la zone de distorsion est plus grande que celle correspondant à la zone propre.

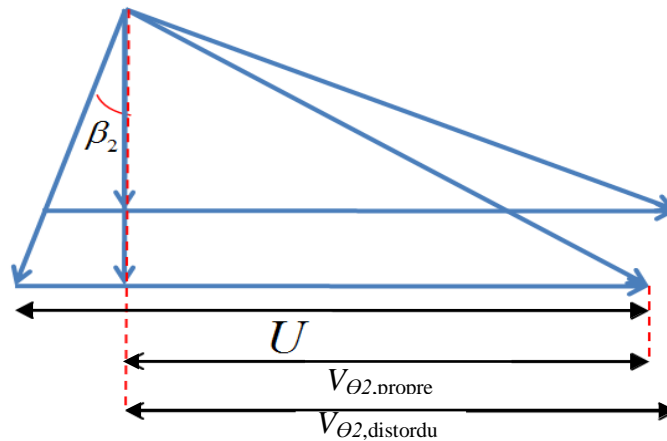


Figure 4-1 Travail accordé à l'écoulement

Ce phénomène induit une non-uniformité du travail réalisé par le rotor sur les différentes lignes de courant. En réalité, la non-uniformité décale le point opérationnel local de la soufflante tel

qu'il est illustré à la figure 4-2. En conséquence, le ratio de pression totale pour les lignes de courant distordues est plus élevé que celui pour la région propre.

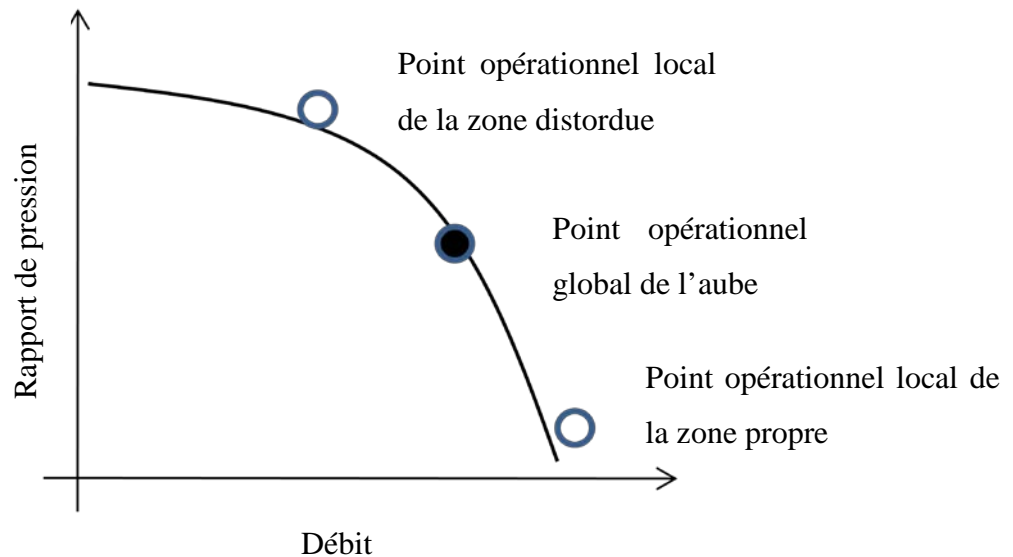


Figure 4-2 Décalage des points opérationnels locaux sur la carte de compresseur

4.2 Cas test : le rotor 67 sous distorsion

Le cas choisi pour illustrer l'interaction entre l'aube et l'écoulement amont a été réalisé par Fidalgo (Fidalgo, et al., 2010). Ce travail vise à déterminer l'interaction entre le rotor 67¹ de la NASA et l'écoulement d'air sous distorsion.

4.2.1 Introduction

La géométrie du test réalisé par Fidalgo se compose d'une prise d'air suivie par un étage de rotor et de stator. La figure 4-3 est un schéma représentant de la prise d'air utilisée dans ce cas test. Comme illustré, la prise d'air comprend un canal cylindrique et un cône, en forme parabololoïde présent sur l'axe de symétrie. Le plan LE contient le plan d'entrée de la soufflante, dans ce cas-ci le rotor 67 de la NASA.

¹Rapport de conception, lien : http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19900001929_1990001929.pdf

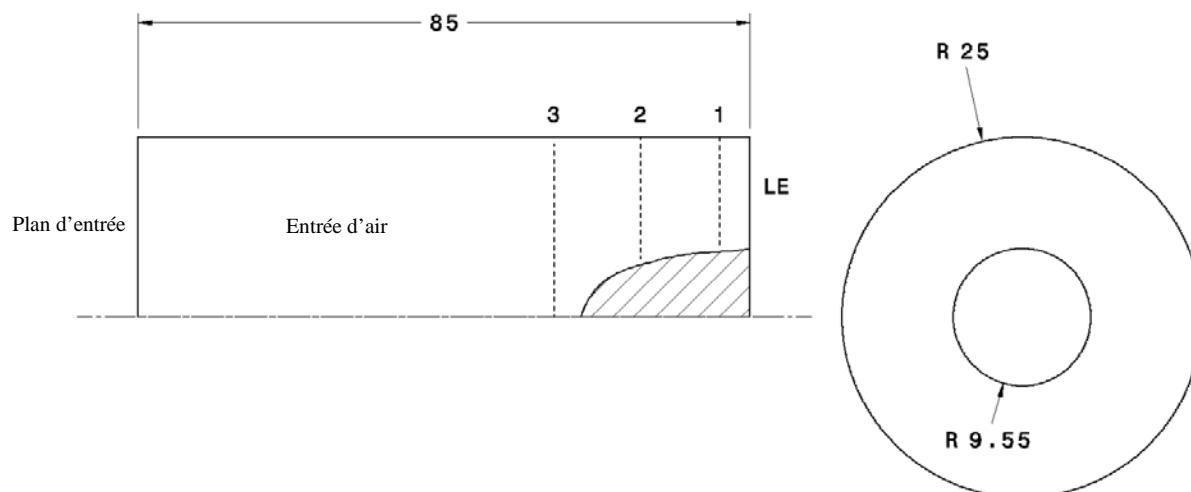


Figure 4-3 Prise d'air utilisée pour le rotor 67 (unités en cm)

Sur cette figure, les chiffres 1, 2 et 3 identifient des plans transversaux sur lesquels on calculera plus tard les propriétés de l'écoulement. La distorsion de l'écoulement a été imposée sur le plan d'entrée (DC_{120}) de cette prise d'air tel que représentée à la figure 4-4. On remarque aussi la pression statique constante. Le graphique de vitesse axiale correspondant à cette distorsion est illustré sur la figure 4-5.

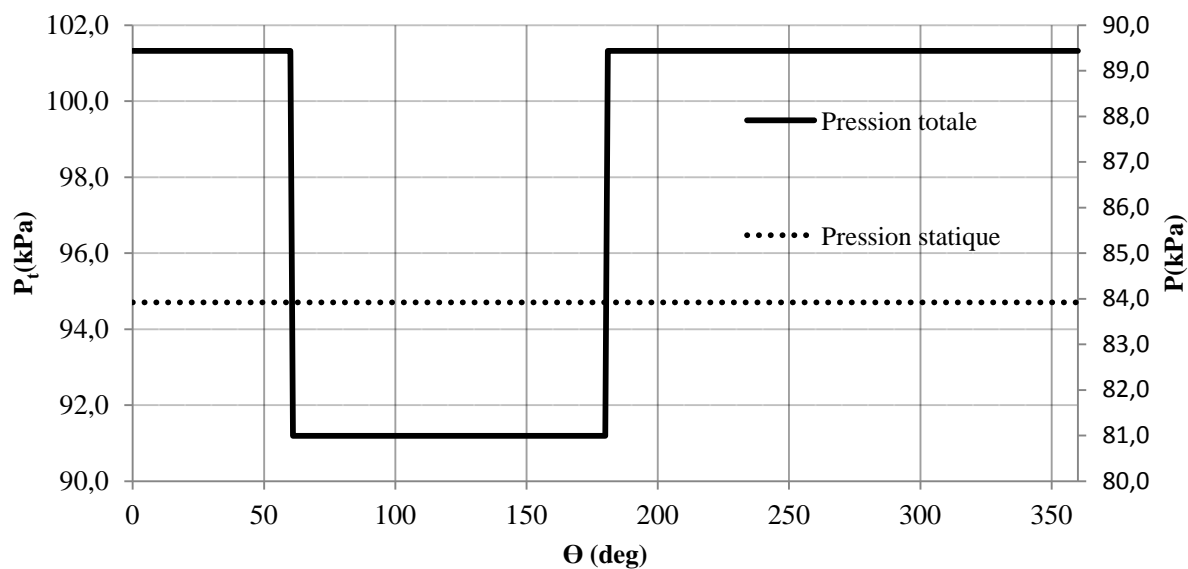


Figure 4-4 Pression de l'écoulement sur le plan d'entrée

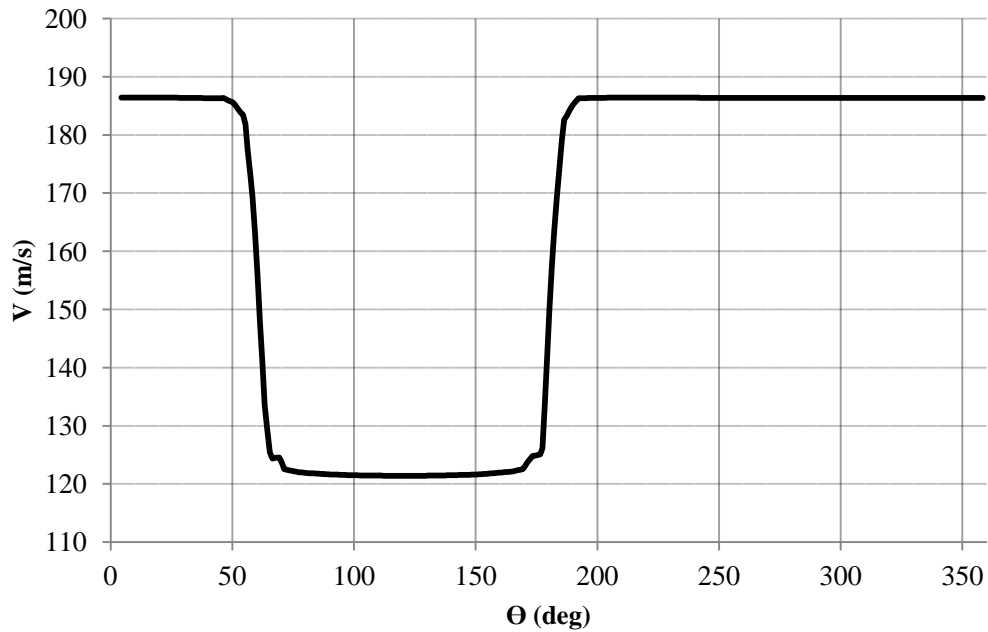


Figure 4-5 Vitesse axiale de l'écoulement sur le plan d'entrée

Le résumé des propriétés de l'écoulement dans ce test est présenté dans le tableau 4-1.

Tableau 4-1 Propriétés du test du rotor 67 à 90% de vitesse maximale

Rendement adiabatique	0,92
RPM	14438
Débit massique	32 (kg/s)
Température totale en amont (propre)	288,2 (K)
Pression totale en amont (propre)	101,3 (kPa)

Fidalgo montre d'abord que l'écoulement sous distorsion est aspiré plus fortement en approchant vers la soufflante. Puisque la vitesse des tubes distordus augmente, la pression statique diminue dans la zone distordue en approchant de l'aube. La non-uniformité de pression statique dans le sens de l'écoulement entre les tubes de courant provoque un écoulement secondaire. Étant donné

que le gradient de pression statique entre les secteurs augmente vers la soufflante, l'intensité de l'écoulement secondaire augmente aussi.

Le schéma quantitatif de ces phénomènes est présenté à la figure 4-6. Il est donc clair que la soufflante aspire plus fortement l'écoulement dans la région de faible pression totale. C'est ce phénomène que nous allons essayer de reproduire avec notre méthode de calcul.

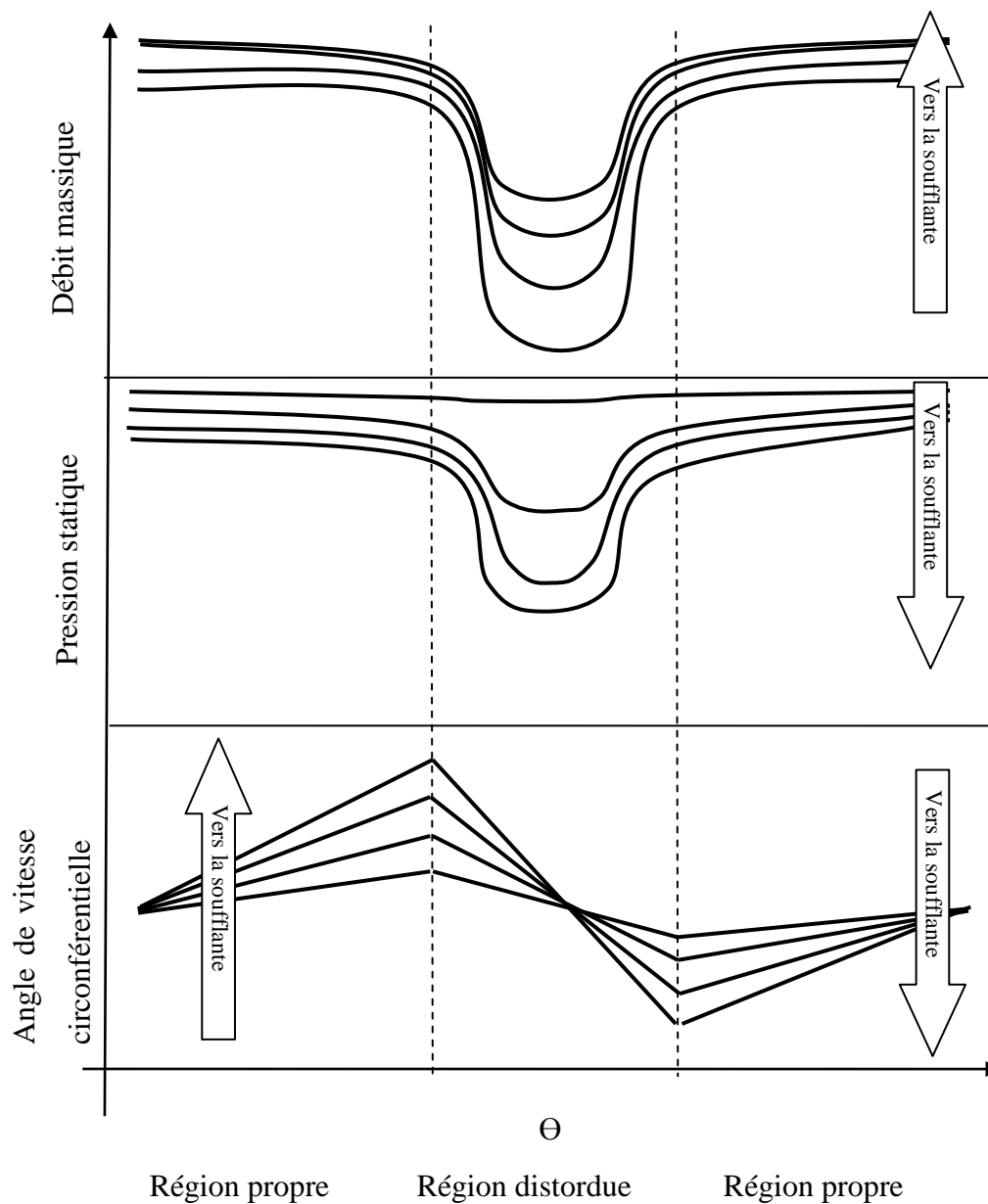


Figure 4-6 Effet de la soufflante sur l'écoulement axial et sur la pression statique

Nous allons maintenant illustrer la méthodologie de couplage proposé entre l'écoulement entrant et la méthode AD à l'aide de l'exemple du cas test de Fidalgo.

4.3 Approche proposée pour le couplage

Le but de ce travail est de proposer une nouvelle condition limite pouvant mieux représenter l'effet de la soufflante sur l'écoulement dans l'entrée d'air. Nous avons choisi de représenter la soufflante par un modèle d'Actuator Disc, afin d'obtenir une modélisation rapide.

La figure 4-7 illustre la position proposée pour la nouvelle condition limite. Cette dernière est située dans le plan amont de la soufflante. Ce plan est ensuite divisé en secteurs de manière à pouvoir imposer une condition aux limites différente dans chacun de ces secteurs. Un exemple de la division en secteur est illustré à la figure 4-8. Dans ce mémoire, les tests ont été effectués avec 12 secteurs uniformes.

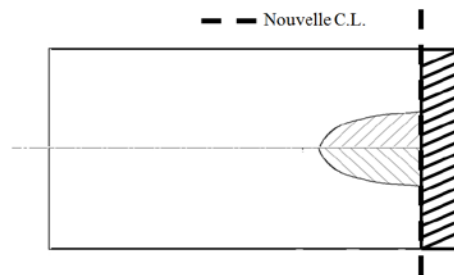


Figure 4-7 Position de la nouvelle condition aux limites à la face d'entrée du moteur

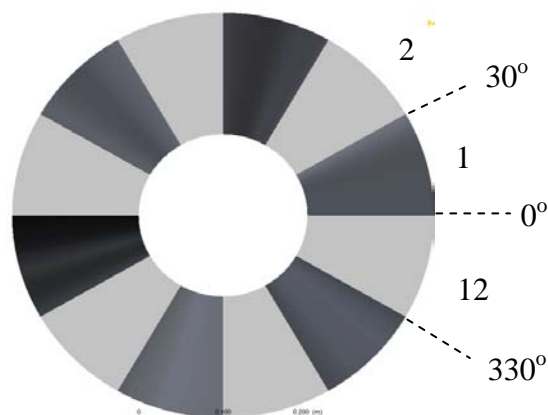


Figure 4-8 Division en secteurs

L'idée principale du couplage est de déterminer une pression statique à imposer sur chacun des secteurs qui permettra de respecter certains critères définis plus loin. Notez que cette pression

statique correspond à une pression de sortie du domaine CFD. L'algorithme du couplage entre le code CFD et le modèle AD est décrit sur la figure 4-9.

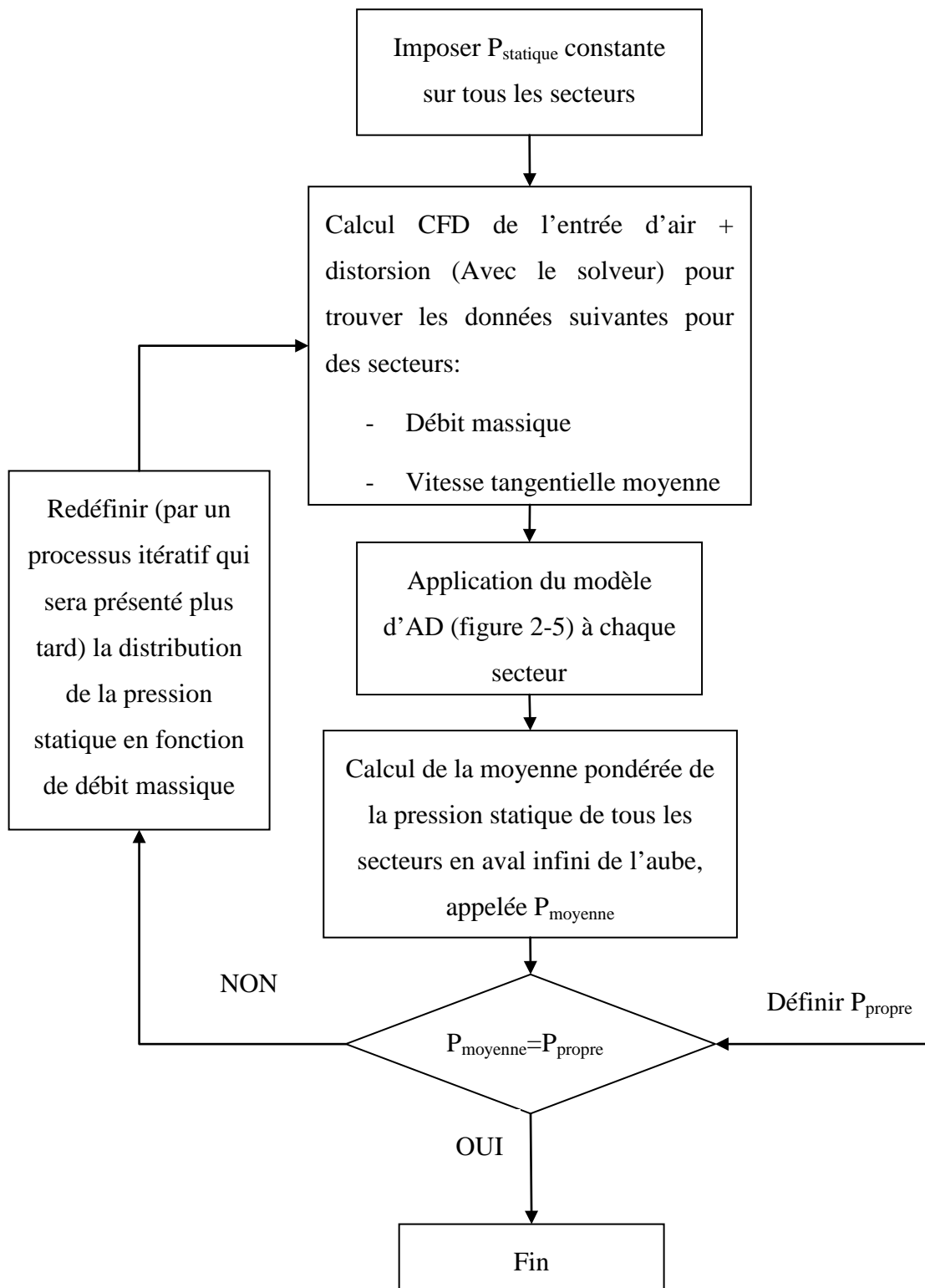


Figure 4-9 Algorithme du couplage entre le code CFD et le modèle AD de la soufflante

Les détails de cet algorithme sont présentés à la section suivante.

4.3.1 Initialisation dans le solveur ANSYS CFX

La géométrie maillée de la prise d'air est présentée à la figure 4-10. Ce maillage non structuré a été bâti de 435217 éléments tétraèdres et de 78806 nœuds. L'écoulement est de l'air et le modèle de turbulence choisie pour cette simulation est k-epsilon.

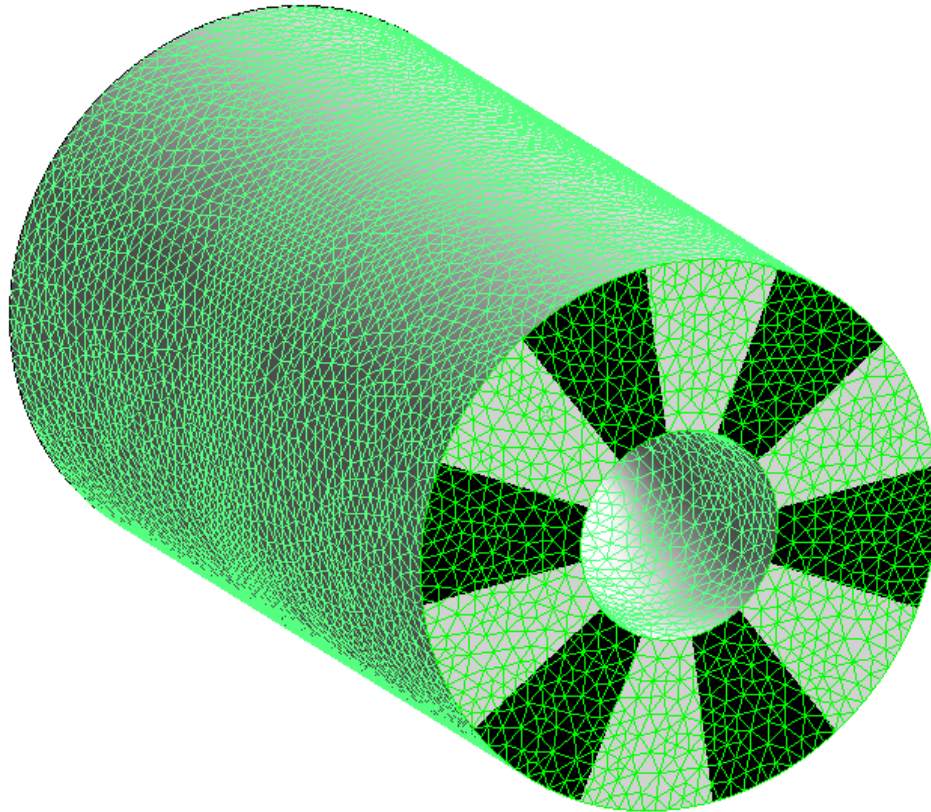


Figure 4-10 Maillage de la prise d'air

La première étape de l'algorithme consiste à déterminer l'écoulement dans l'entrée d'air en utilisant une pression statique constante. On impose donc une pression statique constante sur tous les secteurs à la sortie et on trouve la distribution de débit massique d'écoulement par secteur. On ajuste cette valeur jusqu'à obtenir le débit massique souhaité. Le résultat de la distribution de masse par secteur obtenu avec une pression statique uniforme de $P/P_t=0,93$ est présenté à la figure 4-11.

On utilisera plus tard ce profil de débit massique comme le résultat de la première itération pour trouver la condition aux limites en aval de la prise d'air.

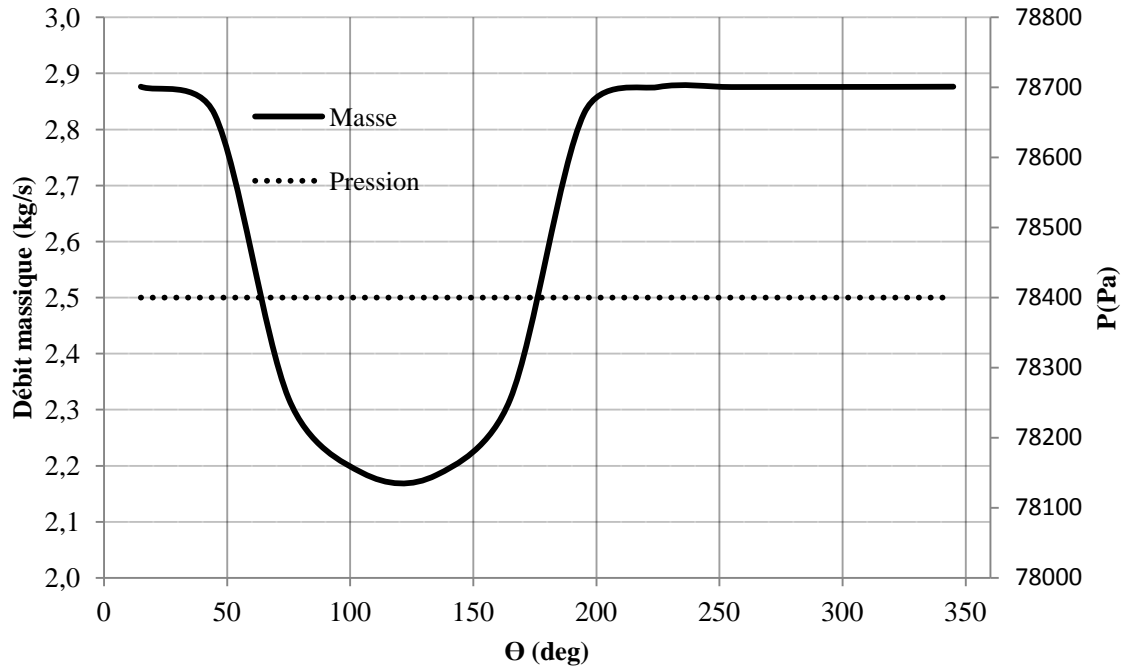


Figure 4-11 Distribution de la masse et de la pression statique dans le plan de sortie à la première itération

4.3.2 Couplage du programme AD avec le solveur

Le programme AD et la prise d'air qui compte la distorsion sont deux modèles distincts et l'objectif est d'obtenir le couplage entre les deux modèles permettant de prévoir l'influence de la soufflante sur l'écoulement. Afin de coupler ces deux modèles, on applique le principe de la théorie des compresseurs en parallèles. Selon cette théorie, les compresseurs qui opèrent sur chacun des secteurs distordus ou propres rejettent l'écoulement aux mêmes caractéristiques, correspondant à la condition complètement uniforme. En se basant sur cette théorie, on émet comme hypothèse que la moyenne des caractéristiques pour tous les tubes de courant rejetés à l'infini de l'aube doit être égale à la valeur de cette caractéristique correspondant au cas sans distorsion (uniforme).

Pour implémenter cette hypothèse, on utilise le programme AD avec les données entrantes fournies par le solveur CFD, les débits massiques par secteur et la vitesse tangentielle par secteur. On calcule le profil de la pression statique de tous les tubes de courant à l'infini de l'aube. On

fait ensuite une moyenne pondérée par la masse afin de trouver le profil de pression statique radial moyen à l'infini aval tel qu'à la figure 4-12.

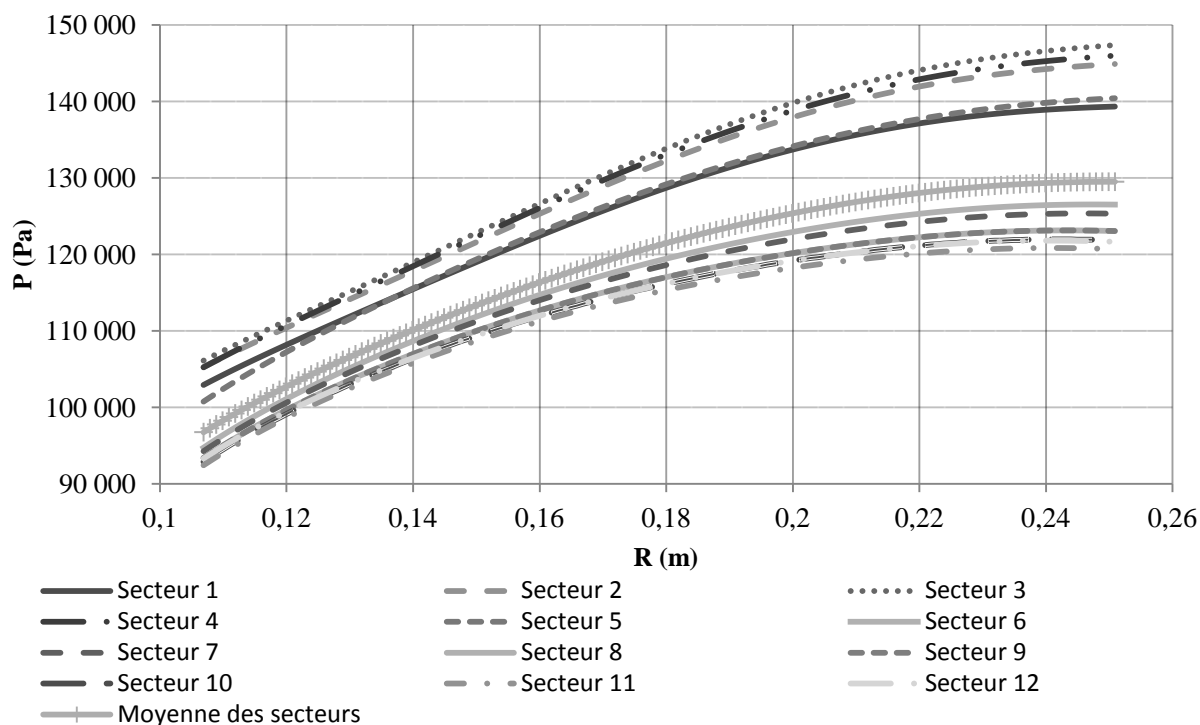


Figure 4-12 Les profils de pression statique correspondant aux 12 secteurs

Le profil radial de pression statique obtenu en fonction du rayon est ensuite comparé avec le cas sans distorsion à la figure 4-13.

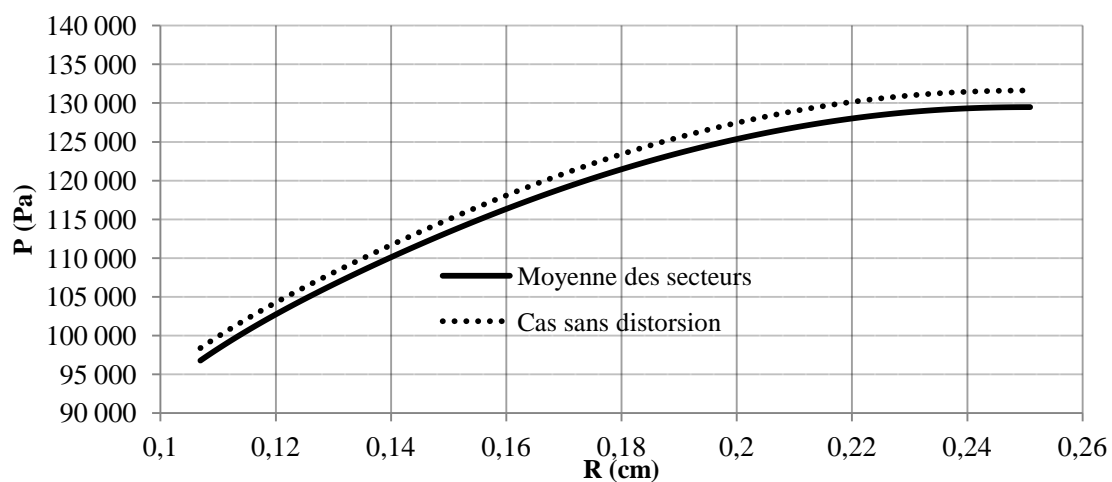


Figure 4-13 Les profils de pression statique moyenne et propre à l'infini aval

Sur la figure 4-13, on remarque l'écart entre les courbes. Cet écart confirme que la pression statique sur le plan d'entrée de l'aube n'est pas le bon. Notre but est donc de redistribuer la pression statique sur ce plan afin d'éliminer cet écart.

4.3.3 Ajustement par secteur de la pression statique

Il a été discuté à la figure 4-6 que l'effet principal de la soufflante sur l'écoulement amont distordu est d'aspirer plus fortement l'écoulement dans la région de déficit de vitesse. On voit à la figure 4-11 que la non-uniformité est importante sur le plan de la soufflante. On désire donc redistribuer la masse sur ce plan et ceci sera réalisé en imposant une pression statique différente dans chaque secteur. Notre objectif sera alors de vérifier la convergence du profil de pression statique moyen à l'infini aval vers le profil sans distorsion (Figure 4-13).

On définit donc un processus itératif à l'aide de l'équation 4-1.

$$\frac{P_i^{n+1}}{\bar{P}} = 1 + \alpha^{n+1} \left(\frac{\dot{m}_i^n}{\bar{m}} - 1 \right)$$

Equation 4-1

Dans cette équation, la valeur de la pression statique de chaque secteur (i) est redéfinie en fonction de son débit massique à l'itération précédente (n), multipliée par un facteur (α). Le facteur (α) est en fonction de l'écart entre la courbe moyenne de pression statique et la courbe sans distorsion. Selon cette relation, la pression statique sera diminuée dans les secteurs en déficit de masse, et elle sera augmentée dans les secteurs en surplus de masse. Ceci aura pour effet de rééquilibrer la distribution de masse. La valeur du paramètre (α) est déterminée à l'aide de méthode de Newton, tel que donnée par l'équation 4-2. On commence par définir d'une manière mathématique, l'écart entre les courbes moyennes et propre (ΔP). Par la suite, on utilise la méthode de la sécante sous forme des équations suivantes pour déterminer la variation du paramètre (α) :

$$\alpha^{n+1} = \alpha^n - \frac{\Delta P^n}{\Delta P'^n}$$

$$\Delta P'^n = \frac{\Delta P^{n-1} - \Delta P^n}{\alpha^{n-1} - \alpha^n}$$

Equation 4-2

Pour le cas test actuel, le modèle converge après 3 itérations. Le résultat pour le profil de pression statique convergé est illustré à la figure 4-14.

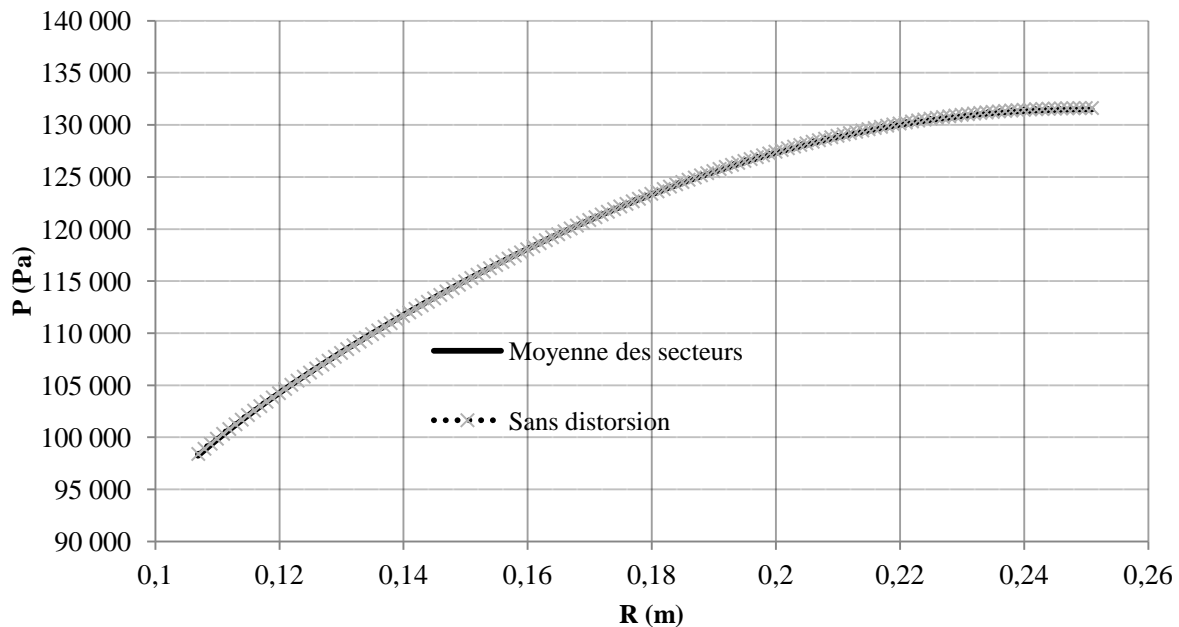


Figure 4-14 Profils de pression totale à l'infini, moyenne avec distorsion et propre

Il faut remarquer que l'on ne peut pas conserver la quantité de débit massique moyenne en maintenant une valeur de pression moyenne pour toutes les itérations, car la relation entre le débit et la pression n'est pas linéaire. Pour ce cas test en utilisant la méthode mentionnée, on avait 0.81 % d'erreur de conservation de débit massique par unité de surface. Cela veut dire qu'après la convergence, le débit massique a augmenté à 32.26 kg/s au lieu de 32 kg/s.

On compare les distributions de débit massique correspondant à la première et à la dernière itération à la figure 4-15 ainsi que la pression statique à la figure 4-16.

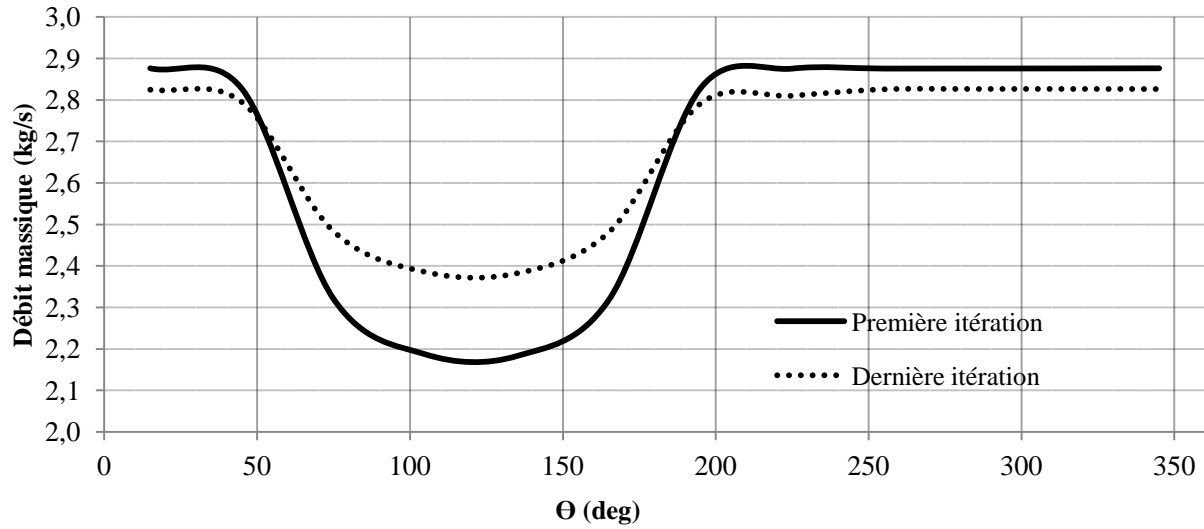


Figure 4-15 Distribution de débit massique de la première et de la dernière itération

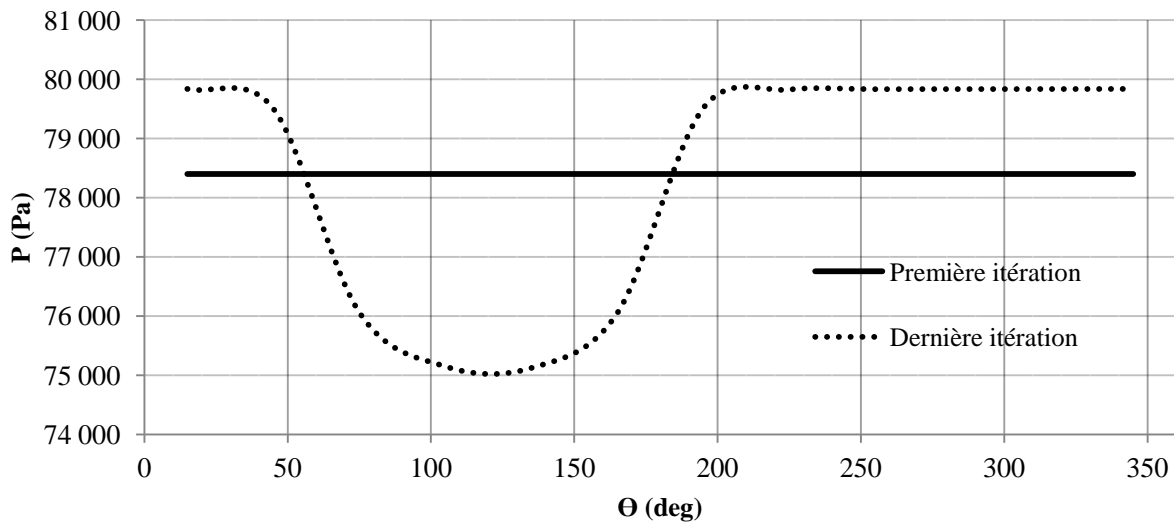


Figure 4-16 Distribution de pression statique de la première et de la dernière itération

4.4 Résultats, validations et analyses

Après avoir convergé la condition aux limites au niveau de la face de la soufflante, on vérifie maintenant les résultats obtenus suite à l'utilisation de cette condition.

Sur la figure 4-17, les ratios de pression totale en amont et en aval correspondant aux secteurs de la soufflante sont présentés.

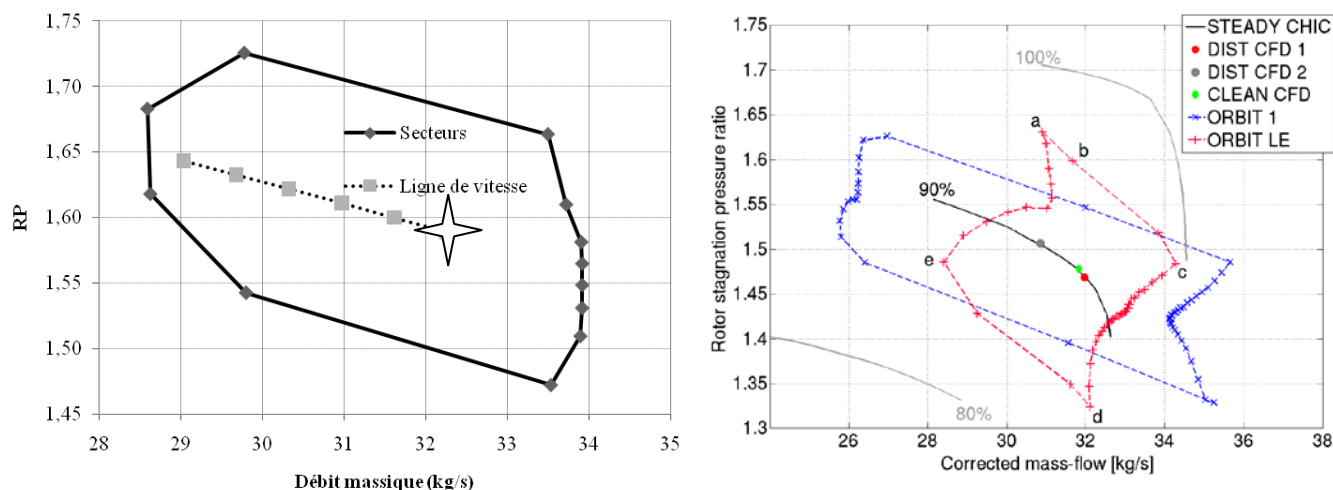


Figure 4-17 Ratios de pression totale correspondant aux secteurs sous distorsion et la ligne de vitesse à 90% de vitesse maximale. Méthode AD à gauche, Méthode URANS (Fidalgo, et al., 2010) à droite.

La deuxième courbe sur ce graphique est la courbe de ligne de vitesse correspondant à 90% de la vitesse maximale. La moyenne pondérée par la masse du ratio de pression totale de tous les secteurs se place exactement au dessus de la ligne de vitesse (la croix). Cela démontre que le travail effectué de la soufflante est distribué entre les tubes de courants d'une manière asymétrique. Sur ce graphique, on remarque les ratios plus élevés des secteurs situés dans la zone de distorsion par rapport aux secteurs propres au niveau de distorsion. Dans la figure 4-17, on a présenté également les résultats obtenus par la méthode de l'URANS. Dans ce graphique, les ratios de pression des secteurs sont présentés pour deux orbit¹ différents : Entrées posées au plan '1' et au bord d'attaque. Pour les deux cas, la moyenne du ratio de pression total totale s'est placée sur la ligne de vitesse telle que prévu. Cependant, l'amplitude du ratio de pression n'est pas la même qu'obtenue par l'approche AD due à :

- La prise d'air : la prise d'air est convergente dans l'URANS, cependant pour l'AD, l'aire de passage reste constante.

¹ Un orbit tel que défini dans le travail de Fidalgo est une représentation de la variation de la pression en fonction de la position Θ .

- La pression totale : la pression totale pour tracer la ligne de vitesse dans l'approche AD est une moyenne de tous les secteurs, en conséquence, elle est différente que celle de l'URANS
- Le rendement : la distorsion influence le rendement global. Pourtant, dans l'AD on utilise un rendement constant (correspondant au compresseur propre) pour tous les secteurs.

Afin d'effectuer une analyse plus détaillée de l'interaction entre l'aube et l'écoulement, on trace les propriétés de l'écoulement en amont de la soufflante sur trois plans. Les plans de référence sont situés à $-0.5C$, $-2.5C$, $-5.5C$ où, C est la longueur de corde axiale à mi-hauteur de la pâle. Ces trois plans sont présentés à la figure 4-3. Les deux premiers plans croisent le moyeu tandis que le dernier se situe complètement en dehors de l'aube.

Sur ces plans, on compare trois propriétés:

- Vitesse axiale multipliée par la densité, normalisée par la valeur sur le plan $-5.5C$ pour un secteur propre (sans distorsion).
- Pression statique, normalisée par la pression totale moyenne.
- Angle entre le vecteur de vitesse absolu et la direction axiale.

Les résultats obtenus par le couplage entre le programme AD et l'analyse CFD de la prise d'air sont comparés aux résultats 3D URANS de Fidalgo.

La figure 4-18 présente la distribution de débit spécifique (aire de passage exclue). Selon ce graphique, plus on s'approche vers l'aube, plus l'effet de la soufflante est important et va dans le sens de compenser la distorsion. Les résultats du modèle AD montrent moins de distorsion que ceux présentés par Fidalgo. Néanmoins, on remarque bien que la prédiction de la réduction de la distribution prédite par les deux modèles est similaire.

Il est évident que dans le régime subsonique, lorsque la vitesse augmente, la pression statique diminue. Ce phénomène est présenté à la figure 4-19. On peut constater que dans les segments sous distorsion, en s'approchant vers la soufflante, la pression statique diminue tandis que la pression statique est uniforme à l'infini amont. Cette variation est également due à l'aspiration plus élevée de l'écoulement dans la région sous distorsion.

Le fait d'avoir la pression statique non uniforme provoque alors des écoulements secondaires dans le sens tangentiel en amont de la soufflante. La figure 4-20 illustre l'angle entre le vecteur de vitesse et la direction axiale. On s'aperçoit que la norme de cet angle est plus grande en entrant et en sortant de la zone de distorsion. De plus, le sens de cet angle a un effet direct sur le travail effectué sur l'écoulement.

Il y a un écart raisonnable entre les résultats obtenus par la méthode d'AD et la méthode par l'URANS. Cet écart est principalement la conséquence de:

- Géométrie approximative de la prise d'air utilisé dans la méthode d'AD
- Interpolation des propriétés géométrique de la pale dans l'AD
- Erreurs numériques lors la résolution du bilan d'équilibre de l'AD
- Erreurs provenant du solveur CFD pour la région d'entrée

De plus, cet écart peut être causé par les erreurs numériques et expérimentales des données présentées par Fidalgo. Malgré tout, les résultats obtenus par la méthode d'AD sont en bon accord avec ceux obtenus par l'URANS ainsi que les valeurs expérimentales compte tenu la simplicité de cette méthode.

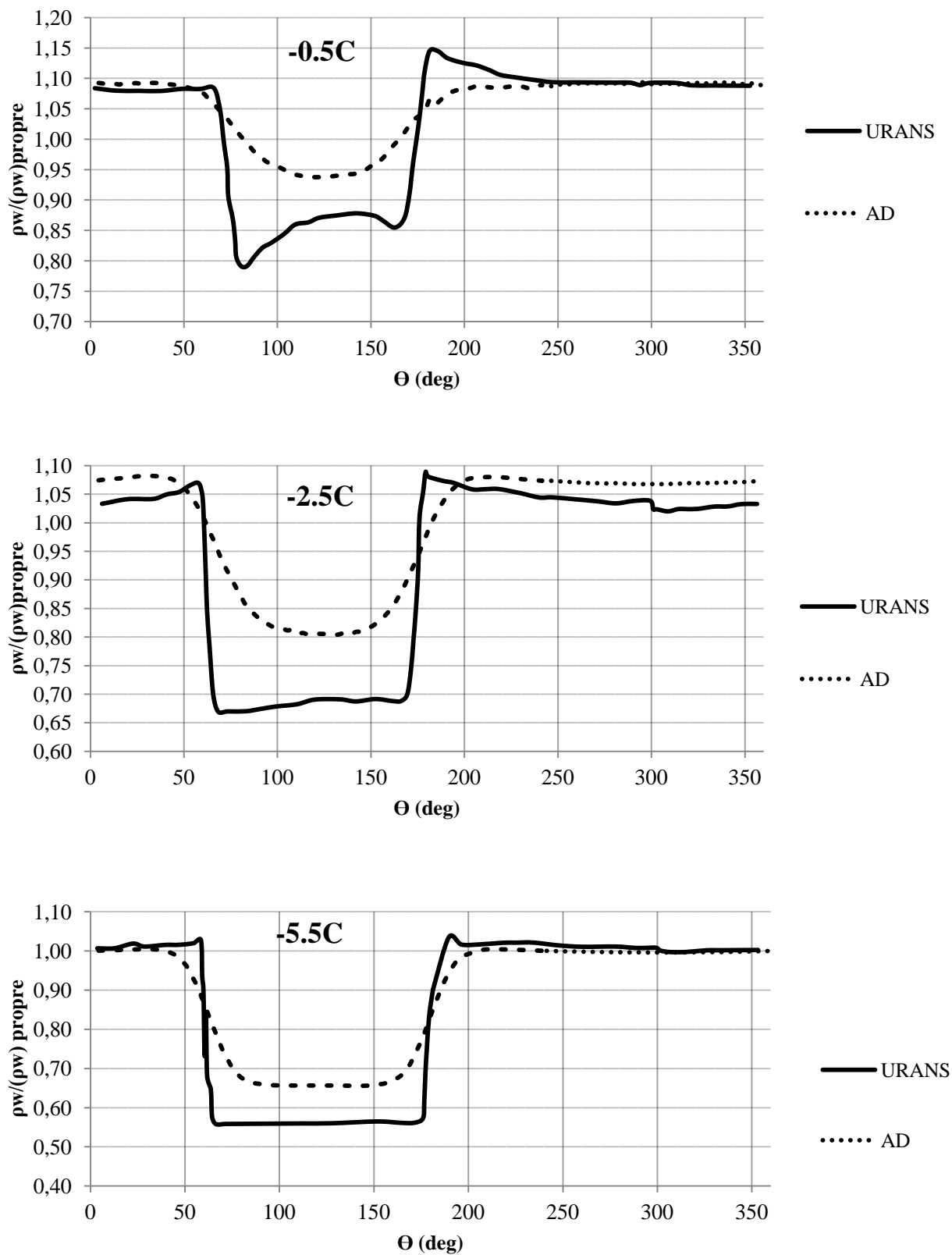


Figure 4-18 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur 3 plans de référence

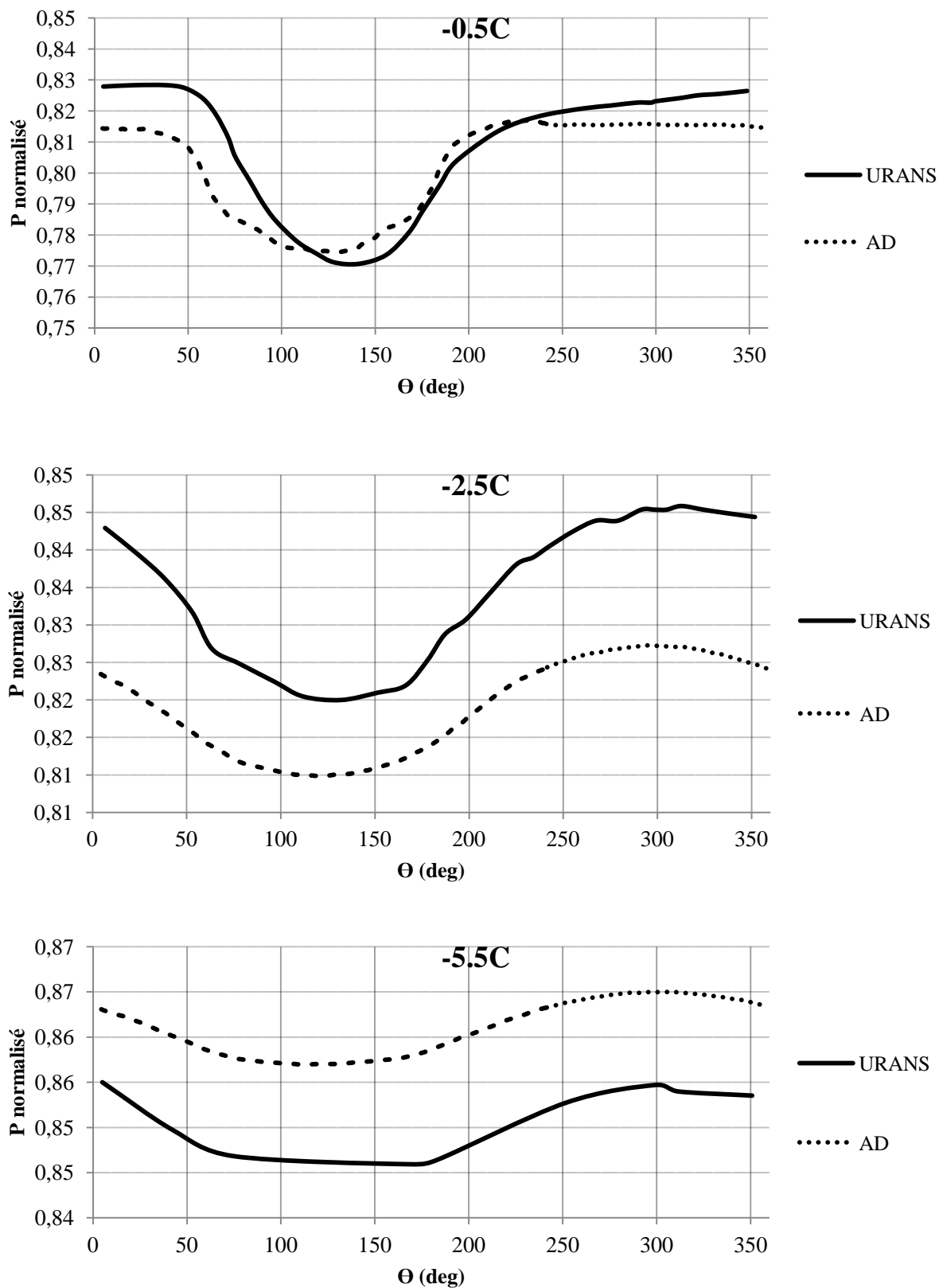


Figure 4-19 Comparaison de la pression sur 3 plans de référence

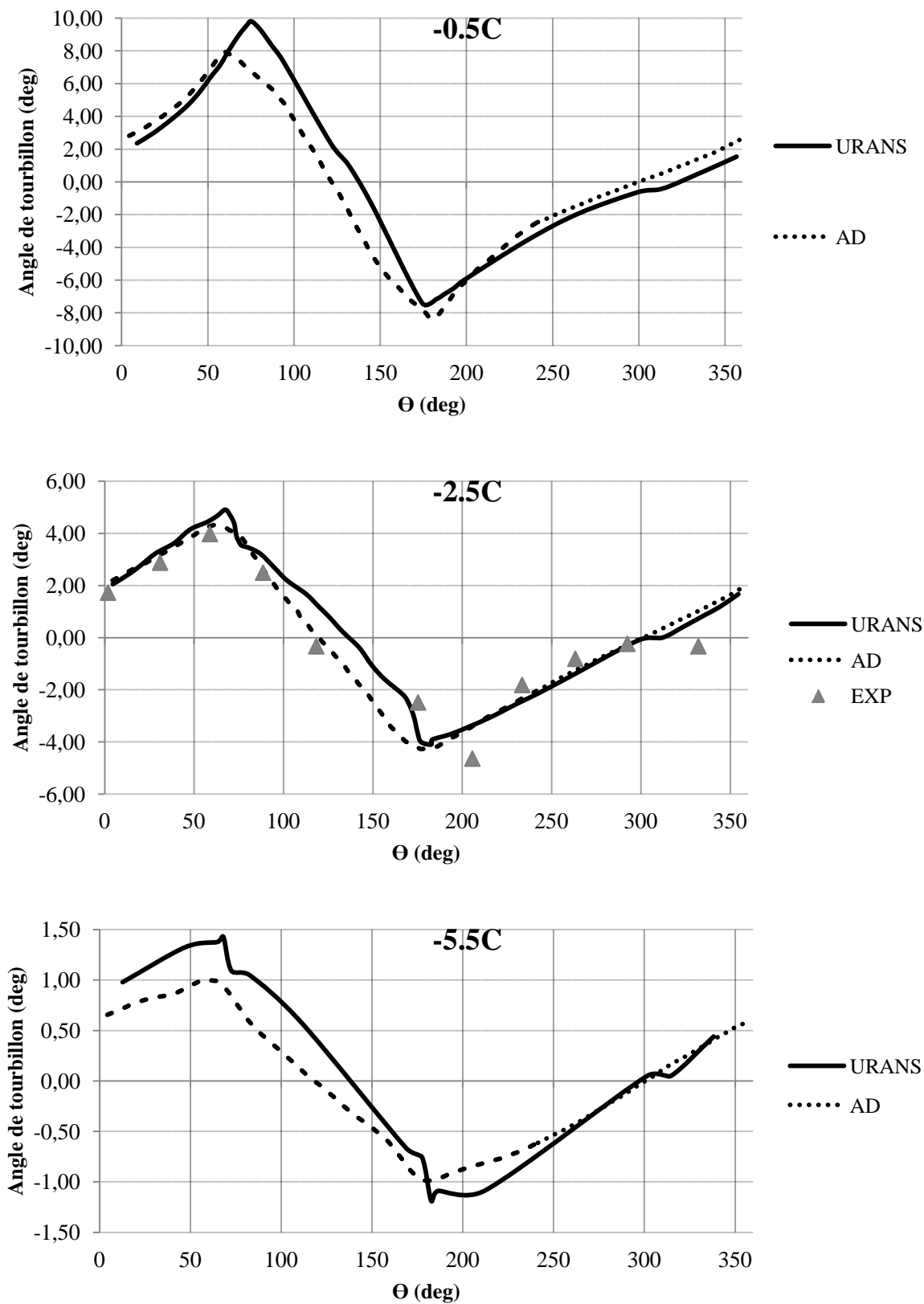


Figure 4-20 Comparaison de l'angle de tourbillon sur 3 plans de référence

CHAPITRE 5 APPLICATION INDUSTRIELLE

Une des situations réalistes pour laquelle la méthode développée dans le chapitre précédent pourrait être utile est le régime de décollage. Dans ce cas, un angle d'attaque élevé peut aboutir à la séparation de l'écoulement, tel qu'à la figure 5-1. Par contre, avec les méthodes CFD actuelles, il est très difficile d'analyser ce cas étant donné le couplage entre la séparation, le développement de la couche limite et l'aspiration de la soufflante.

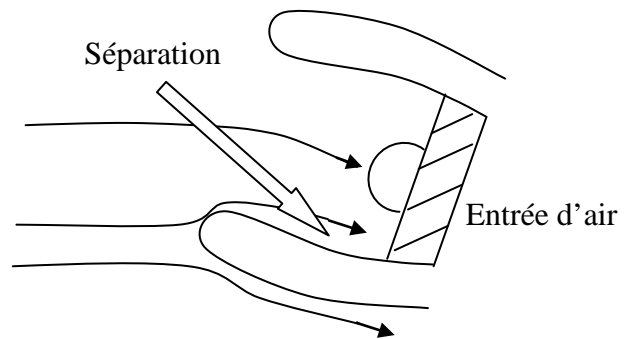


Figure 5-1 Séparation de l'écoulement à l'entrée du moteur due à l'angle d'attaque élevé. Inspirée :
(Cousins, 2004)

Dans ce chapitre, on désire appliquer l'approche mentionnée au chapitre 4 pour définir la condition frontière sur la face du rotor 67 fonctionnant dans une nacelle. La nacelle est posée avec l'angle d'incidence de 25° ¹ dans l'écoulement d'air. Plus tard, on compare l'influence du rotor 67 sur l'écoulement d'air dans la nacelle par :

- l'approche des AD
- la modélisation CFD du rotor 67 (Stationnaire et transitoire)

On va aussi comparer les résultats obtenus par ces approches avec ceux obtenus en imposant un puits de masse uniforme (flux constant et pression statique constant) sur une section en aval de l'entrée du moteur.

¹ Cette valeur est la norme de l'angle d'incidence pour le régime décollage

5.1 La géométrie du cas test

La nacelle utilisée dans cette étude est conçue pour accueillir le rotor 67 avec les caractéristiques mentionnées dans le chapitre précédent. Cette nacelle possède un diamètre extérieur de 57,6 cm et un diamètre intérieur de 46,1 cm à la surface d'entrée et le diamètre extérieur de 42 cm à la sortie. La longueur de cette nacelle fait 1 mètre suivi par une surface représentant l'écoulement rapide à la sortie du moteur. Pour alléger le calcul dans certaines situations, on coupe la nacelle en 2 morceaux symétriques. La nacelle est posée dans un domaine en forme rectangulaire cubique ($41\text{m} \times 20,7\text{m} \times 10\text{m}$). La figure 5-2 représente la géométrie de la nacelle dans le domaine. Il reste à noter que pour les modélisations réalisées avec le vrai rotor, on utilise le domaine complet au lieu de le couper en 2 parties.

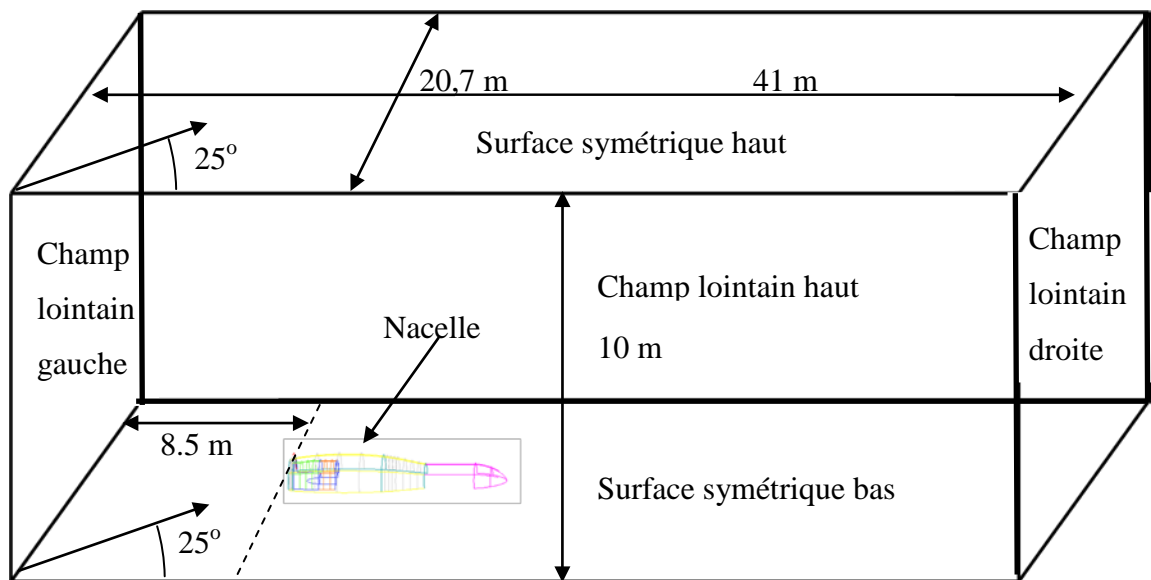


Figure 5-2 Domaine aérodynamique à l'étude

5.2 Maillage du cas test

Il est mentionné au début de ce chapitre que le cas test actuel consiste en une comparaison entre cinq simulations. La géométrie présentée à la figure 5-2 est utilisée pour réaliser une simulation avec la méthode développée dans le chapitre 4. Avec des modifications légères dans la géométrie et dans le maillage, on réalisera plus tard les autres simulations.

La géométrie maillée de la prise d'air est présentée à la figure 5-3. Ce maillage structuré a été bâti de 1714560 éléments et de 1774171 nœuds. Le maillage de l'ensemble des domaines de la prise d'air et de rotor a été bâti de 6034624 éléments et de 6254269 nœuds. Le domaine maillé est présenté à la figure 5-3 est dans le plan de symétrie.

Le maillage près de la nacelle est présenté à la figure 5-4.

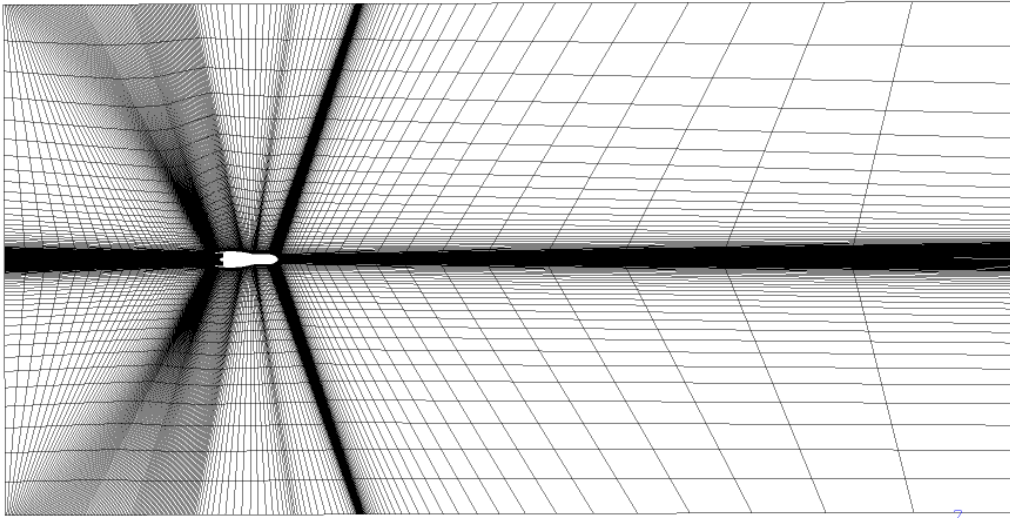


Figure 5-3 Maillage aérodynamique du domaine au niveau de la surface symétrique bas

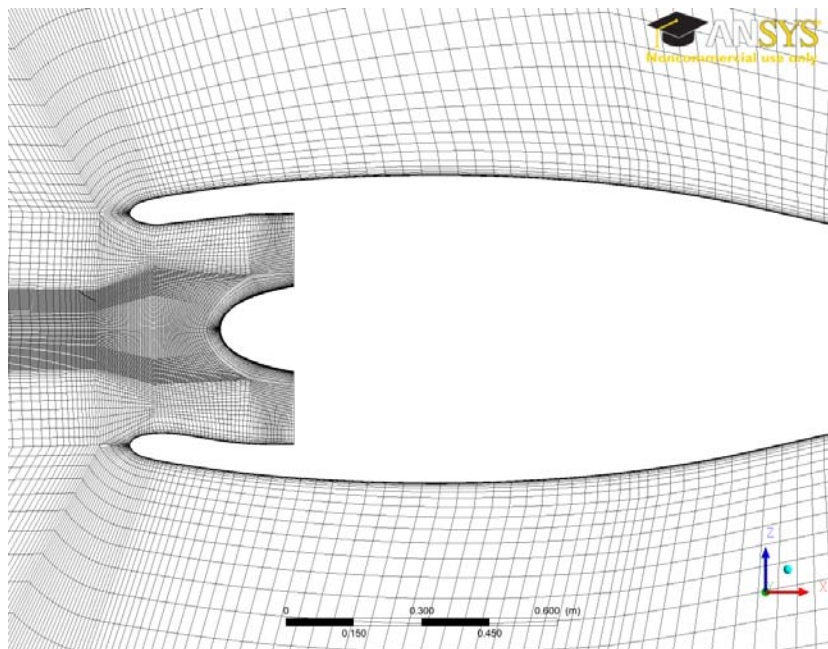


Figure 5-4 Maillage aérodynamique du domaine au niveau de la surface symétrique bas près de la nacelle

5.3 Calcul aérodynamique

ANSYS-CFX 13.0 est choisi pour faire les simulations CFD sur ce modèle. Pour tous les cas de validations en cours, les conditions limites présentées au tableau 5-1 sont utilisées. Il reste la condition limite de l'entrée du moteur à définir. Cette dernière est la seule condition frontière différente entre les cas de validations.

Tableau 5-1 Conditions limites générales pour les cas étudiés

Champ lointain, bas (entrée)	Pression totale :101.325 (kPa)	Température totale : 288,15 (K)	Direction de l'écoulement : 25°
Champ lointain, gauche (entrée)	Pression totale :101.325 (kPa)	Température totale : 288,15 (K)	Direction de l'écoulement : 25°
Champ lointain, haut (sortie)	Pression statique : 97,7 (kPa)		
Champ lointain, droite (sortie)	Pression statique : 97,7 (kPa)		
Nacelle et jet surface	Sans glissement		

Il est à noter que le rapport de pression P_s/P_t utilisé correspond à un nombre de Mach isentropique de $M_\infty=0,224$. L'écoulement d'air est modélisé en régime compressible en utilisant le modèle de turbulence K- ω sst.

Afin de pouvoir comparer les résultats obtenus pour les différents cas d'études dans ce chapitre, on définit trois endroits de références dans le domaine. Ces endroits sont les mêmes que ceux définis au chapitre précédent : -0,5C (plan 1), -2,5C (plan 2) et -5,5C (plan 3). Ces lignes de référence sont présentées à la figure 5-5.

Maintenant, on est prêt à introduire la condition limite à imposer sur l'entrée du moteur ou coupler le domaine avec le rotor 67.

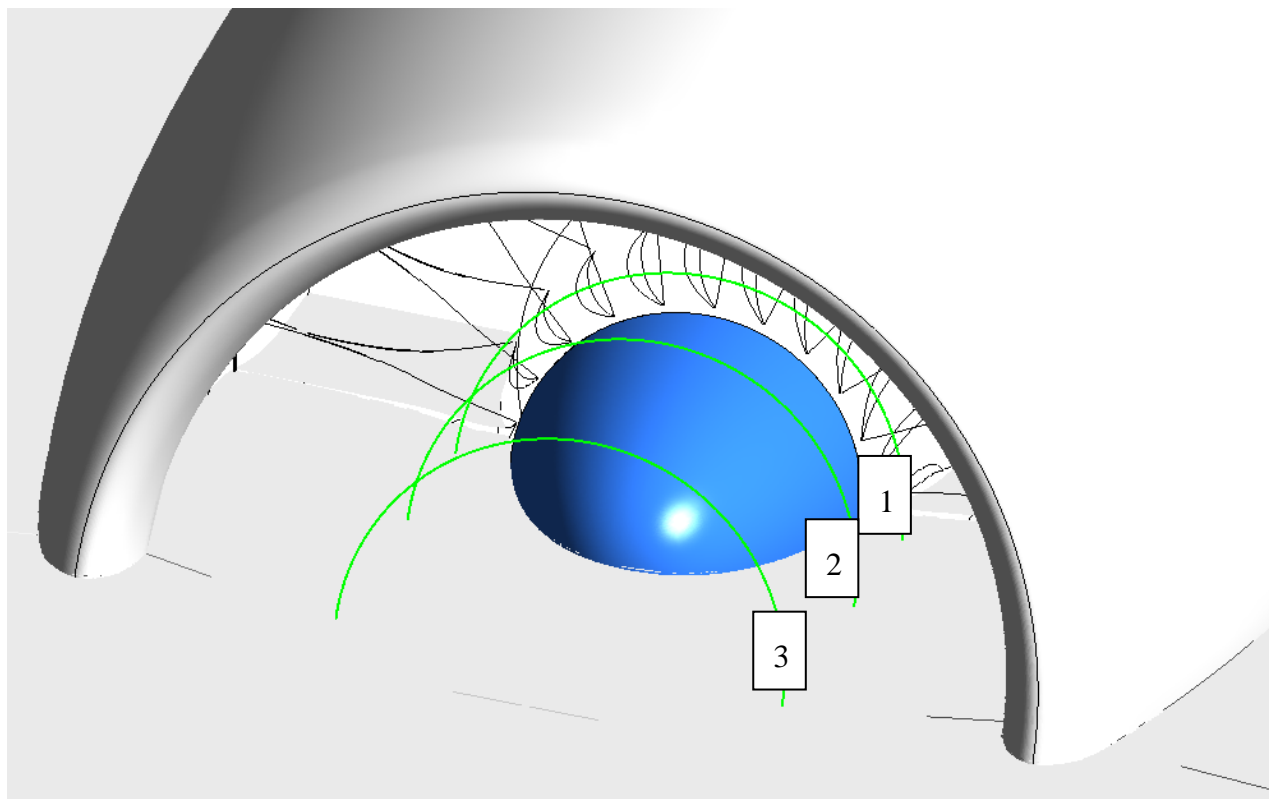


Figure 5-5 Positions des lignes de référence dans le domaine aérodynamique

5.3.1 Flux imposé

Pour effectuer cette simulation, on impose le flux constant sur la surface du moteur comme une condition frontière de sortie dans le domaine avec la valeur de 33,6 kg/s comme le débit correspondant.

Afin d'éviter d'imposer la condition frontière dans la zone de recirculation qui risque d'apparaître sur la lèvre inférieure de la nacelle dû à l'angle d'incidence, on recule la surface du moteur avant d'imposer la condition limite. Cette modification est faite en maintenant le nombre des blocs et des mailles du maillage. La nouvelle position de la face du moteur est de 0,2(m) en arrière de la surface originale¹ tel qu'à la figure 5-6.

¹ Cette façon de faire correspond à une méthode fréquemment employée en industrie pour l'étude de l'entrée d'air

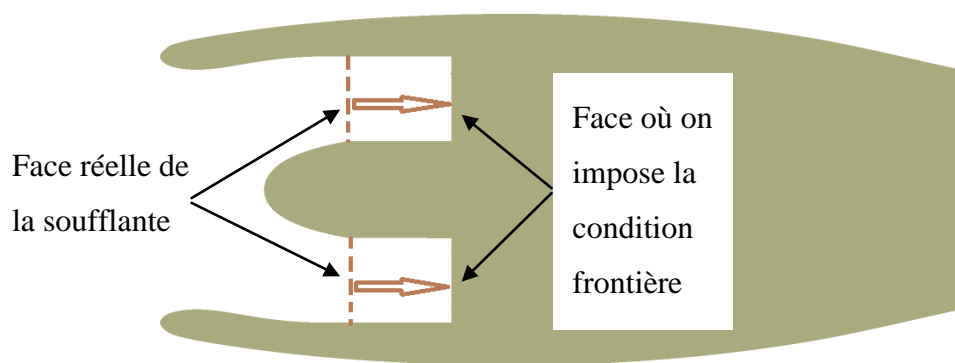


Figure 5-6 Surface reculée du moteur pour imposer le flux constant

Le contour de pression totale est tracé à la figure 5-7.

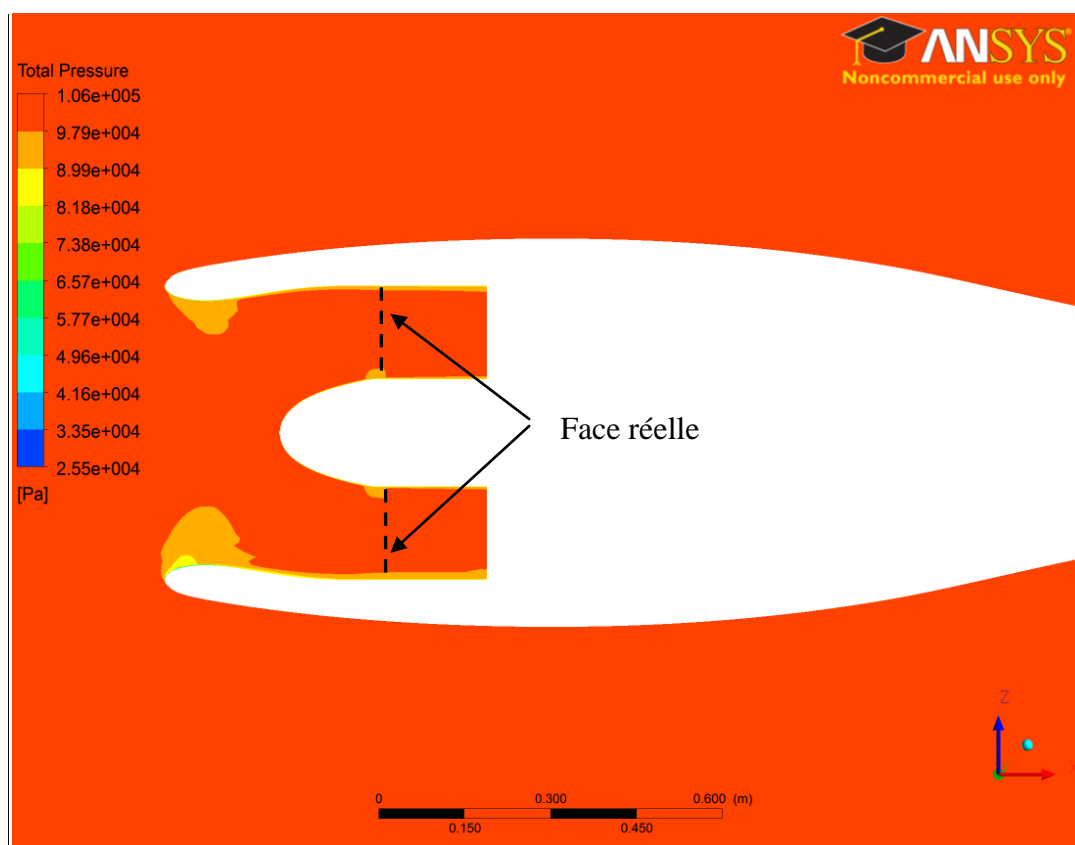


Figure 5-7 Contour de pression totale obtenu par le calcul avec le flux imposé sur la face du moteur

On remarque une petite région de pression totale plus faible associée à un décollement minime et un recollement de l'écoulement avant la face réelle de la soufflante. Donc, cette simulation prédit très peu de distorsion sur la face réelle de la soufflante.

5.3.2 Pression statique imposée

Pour cette simulation, on a imposé une valeur moyenne de la pression statique (80052,9 Pa) sur la face reculée du moteur présenté à la figure 5-6. On remarque qu'ici, similairement au cas avec le flux constant, la distorsion est très faible sur la face de la soufflante.

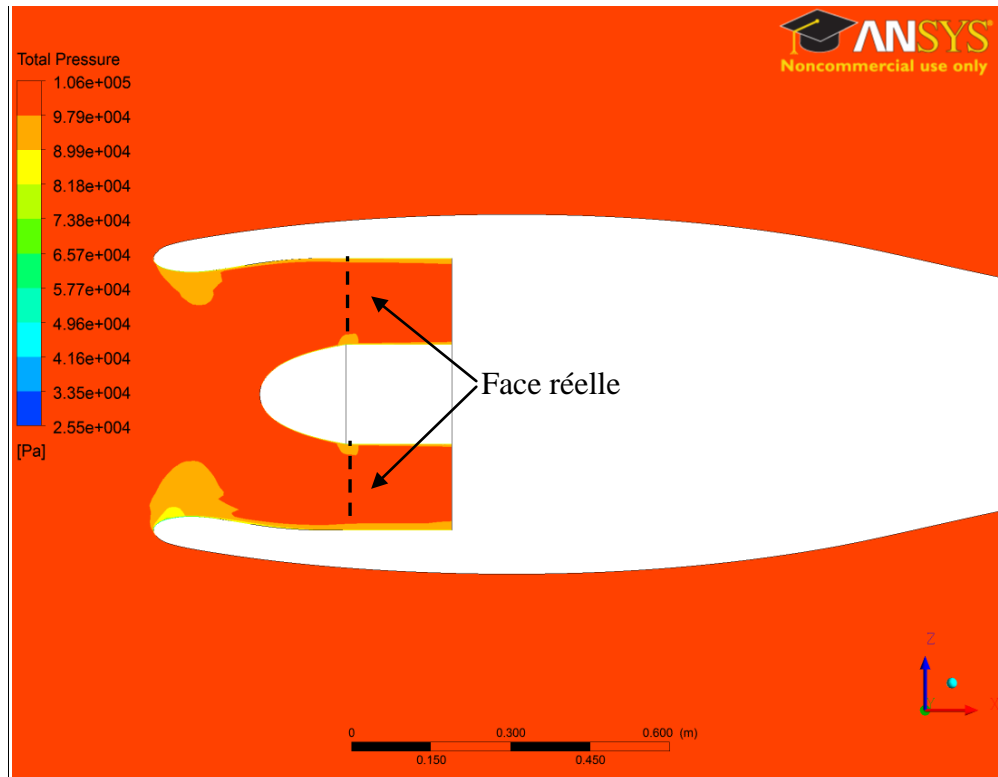


Figure 5-8 Contour de pression totale obtenu par le calcul avec la pression statique imposée sur la face du moteur

5.3.3 Calcul 3D stationnaire: couplage du rotor et de la prise d'air

Pour réaliser le calcul stationnaire, l'interface 'stage model' est posée entre le domaine du rotor et le domaine de la prise d'air. L'interface 'stage model' effectue une moyenne circonférentielle du flux de la masse à travers les bandes sur l'interface. Des solutions stationnaires sont alors obtenues dans chacun des cadres de référence. Le module 'Stage' fait la moyenne des effets d'interaction de l'aube et du domaine et il néglige les effets transitoires. L'analyse 'Stage' n'est pas appropriée lorsque la variation circonférentielle de l'écoulement est significative. Cependant, dans cette étude, on applique cette interface afin de pouvoir comparer

les résultats. En aval du rotor, une condition frontière de pression statique correspondant au débit de 33,6 (kg/s) est imposée. La position du rotor dans la nacelle est présentée à la figure 5-9.

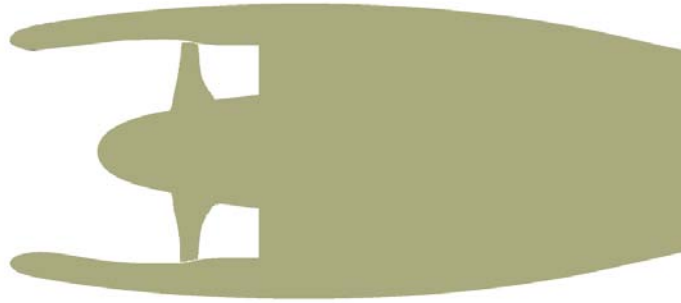


Figure 5-9 Position du rotor correspondant au calcul stationnaire

Le calcul stationnaire été effectué sur 8 processeurs de 2,00 GHz. Dans ce cas, 4000 itérations de ce calcul ont duré 7 jours.

Le contour présenté à la figure 5-10 est obtenu par un calcul stationnaire réalisé à l'aide de l'interface 'stage'. Contrairement aux deux cas précédents, on remarque maintenant une forte zone de séparation de l'écoulement. Une distorsion importante en résulte sur la face de la soufflante, tel qu'illustré sur la figure 5-11.

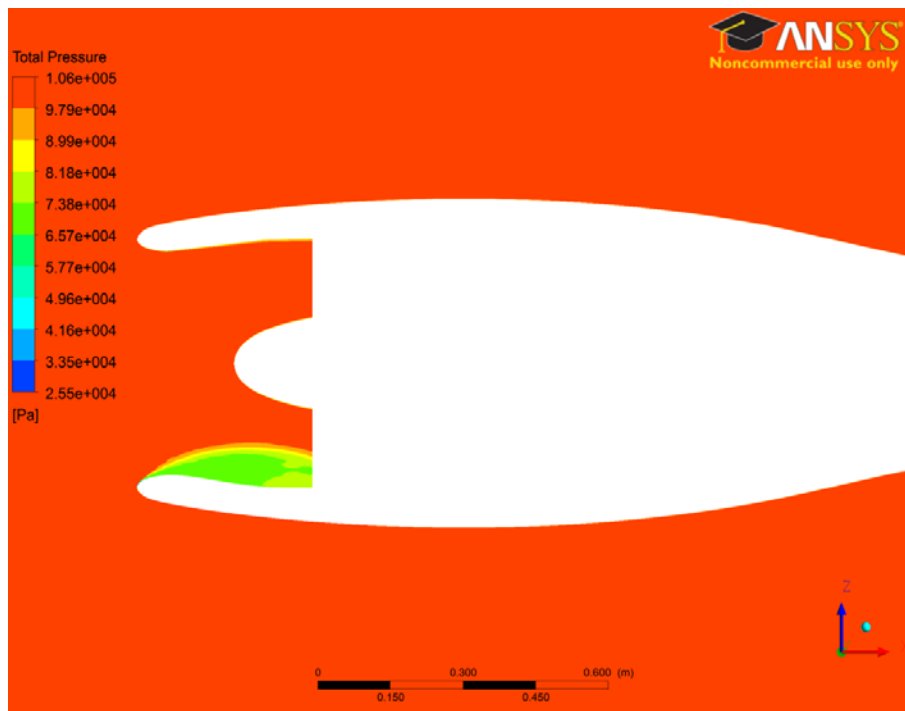


Figure 5-10 Contour de pression totale obtenu par le calcul stationnaire

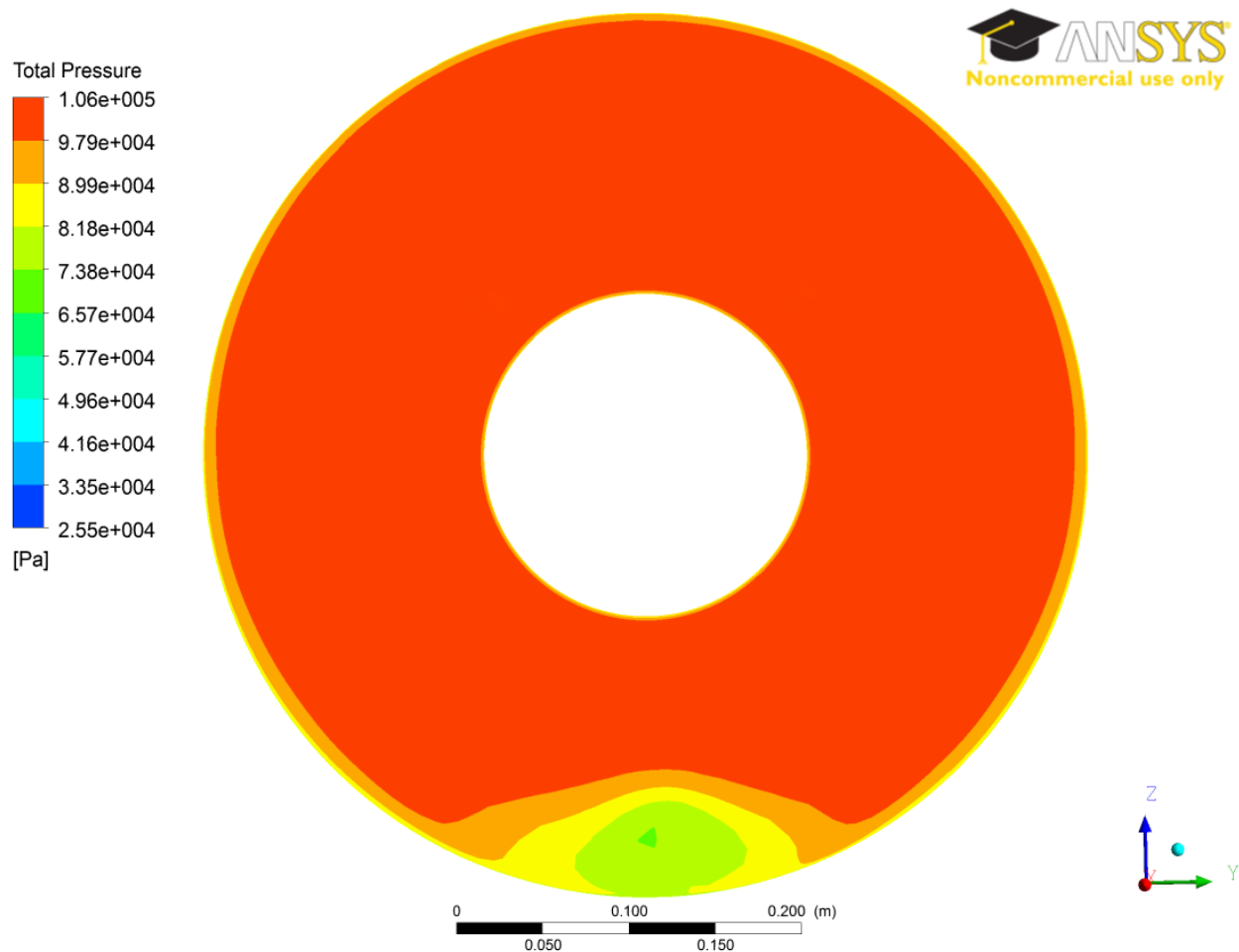


Figure 5-11 Contour de pression totale sur la face de l'entrée du moteur obtenu par le calcul stationnaire

5.3.4 Calcul 3D transitoire : couplage du rotor et la prise d'air

L'interface 'Transient' est posée entre le domaine de la prise d'air et le rotor pour réaliser cette simulation. Ce calcul consiste à prédire l'interaction transitoire. Dans cette approche, le mouvement transitoire relatif des composantes est simulé. La position de l'interface est mise à jour à chaque pas de temps car la position relative des mailles de chaque côté de l'interface varie en fonction du temps. L'inconvénient principal de cette méthode est les ressources informatiques nécessaires qui peuvent être très grandes. De plus, en termes de temps de simulation, de mémoire requise et de post-traitement des données, cette simulation exige de forts investissements. Les contours suivants sont obtenus en réalisant une simulation transitoire avec 2000 pas de temps.

Ces 2000 pas de temps représentent les 2000 derniers pas de temps d'une simulation de 10000 pas de temps représentant 8 tours complètes de la soufflante.

Ce calcul été effectué sur 80 processeurs à 3,00 GHz avec la durée de 2,2 jours/tours.

Les résultats présentés sont des contours instantanés en cours de calcul. Il est évident que les résultats varient en fonction du temps, tel que l'on peut facilement le remarquer dans ces contours.

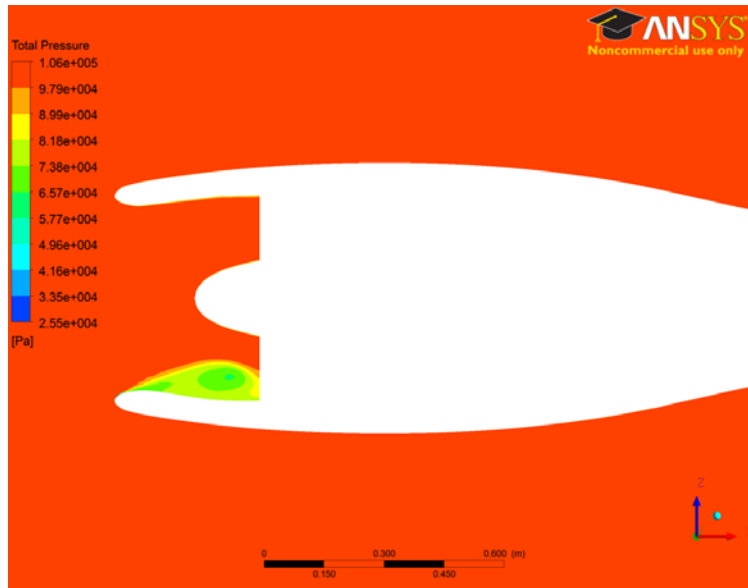


Figure 5-12 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 0ème pas de temps

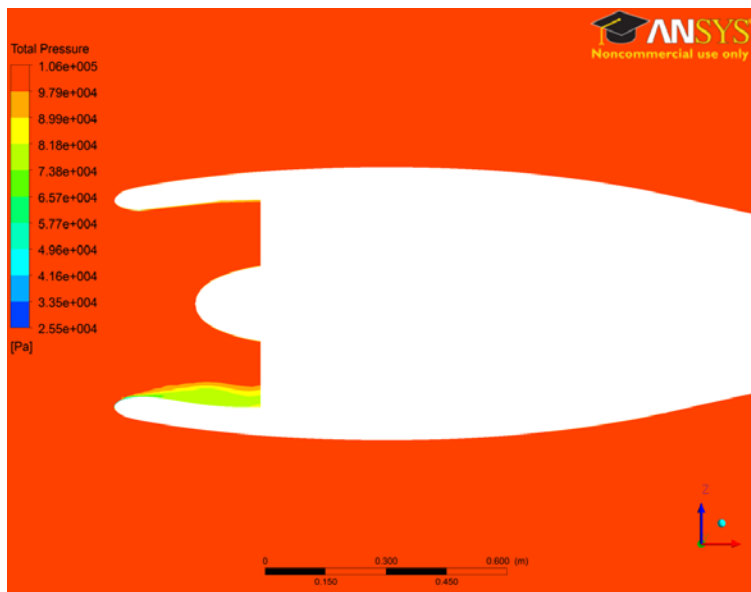


Figure 5-13 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 600ème pas de temps

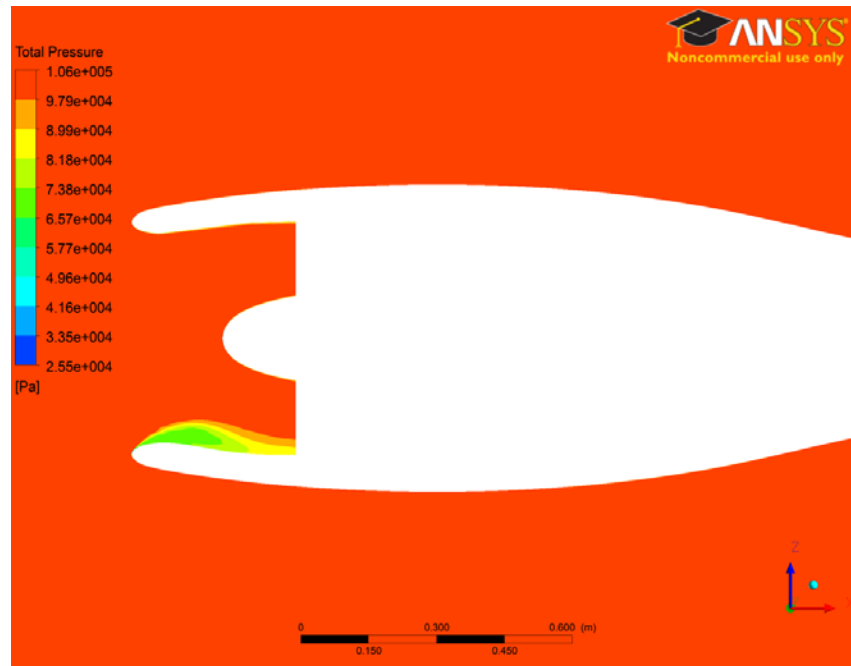


Figure 5-14 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 1600ème pas de temps

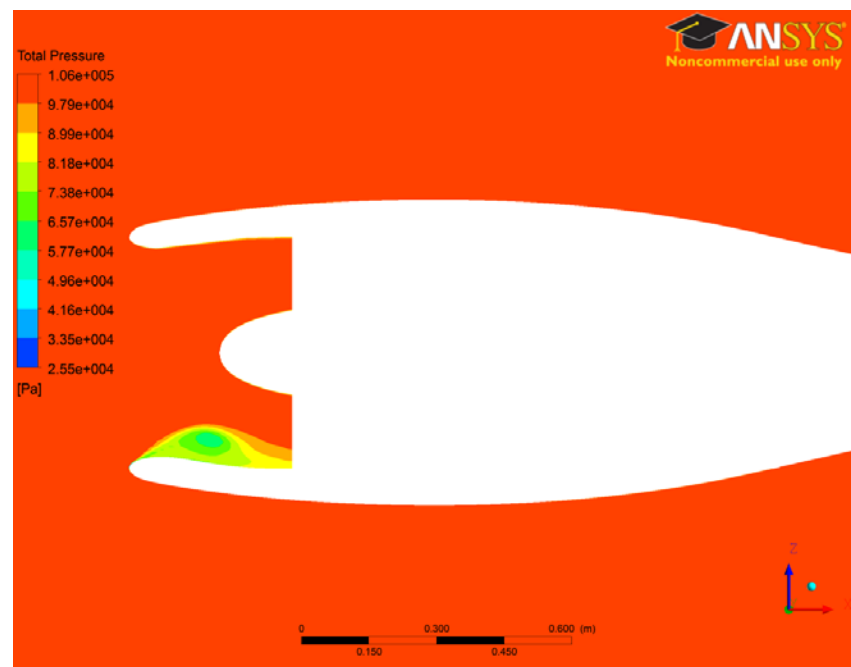


Figure 5-15 Contour de pression totale obtenu par le calcul transitoire 2000ème pas de temps

5.3.5 Condition frontière développée par les ADs

L'approche développée au chapitre 4 est utilisée pour développer la condition frontière à imposer sur la face du moteur tel qu'à la figure 5-16.

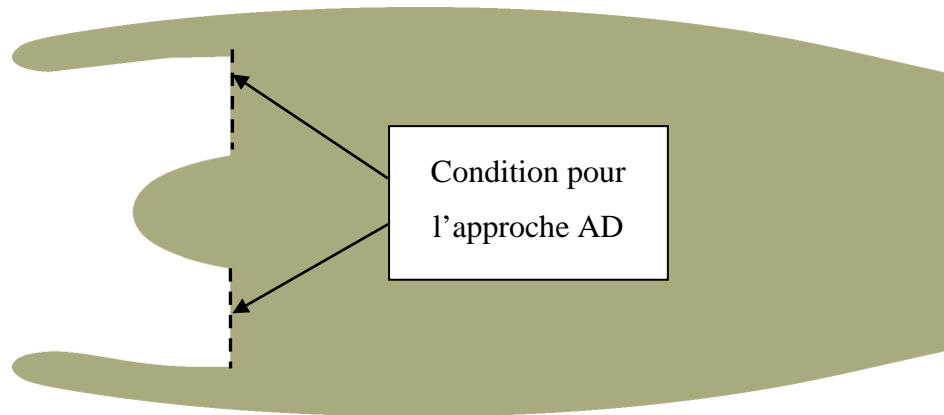


Figure 5-16 Position de la surface du moteur

Comme un petit rappel sur la démarche, on commence par imposer un profil de pression statique uniforme sur la face du moteur en gardant l'objectif de vouloir respecter la théorie des compresseurs parallèles. La figure 5-17 montre le contour de pression totale obtenu après la première itération alors que la figure 5-18 correspond à la dernière itération.

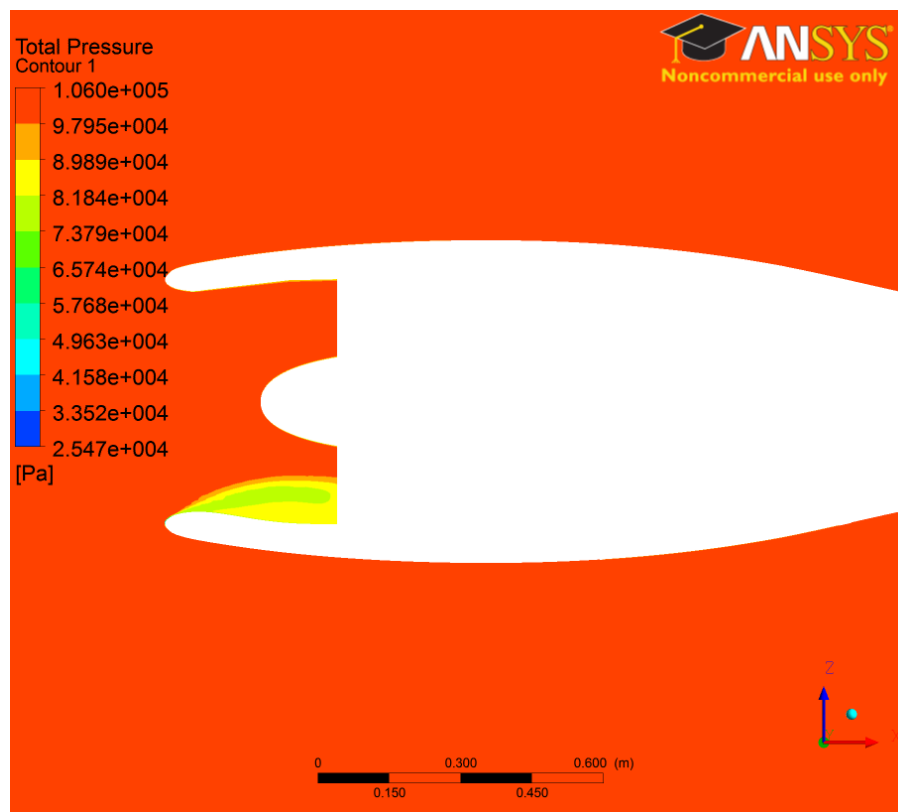


Figure 5-17 Contour de pression totale obtenu par l'AD à la première itération

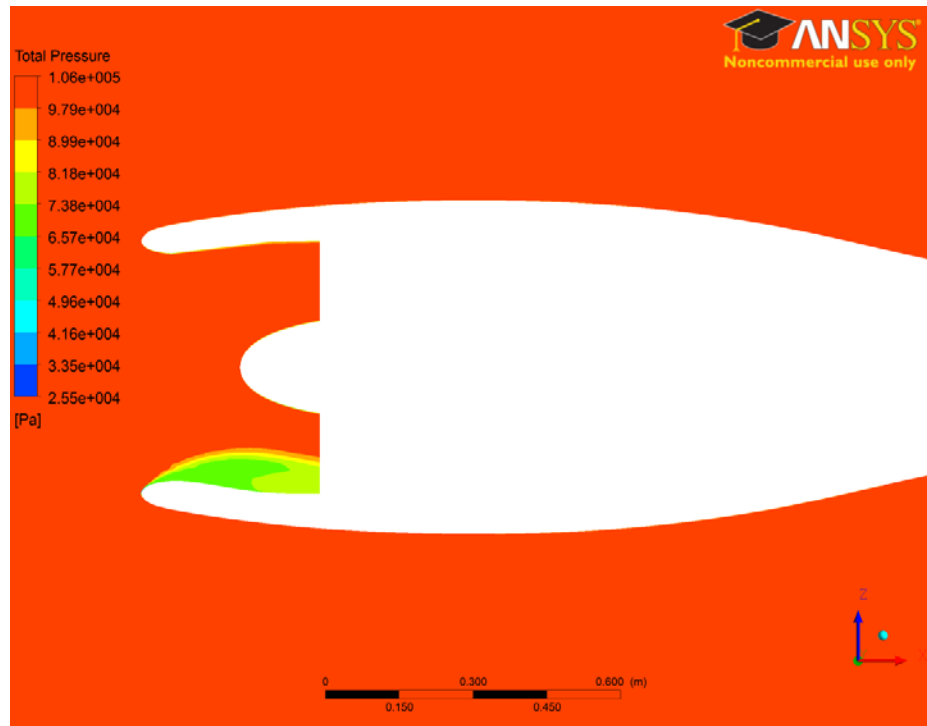


Figure 5-18 Contour de pression totale obtenu par l'AD à la dernière itération

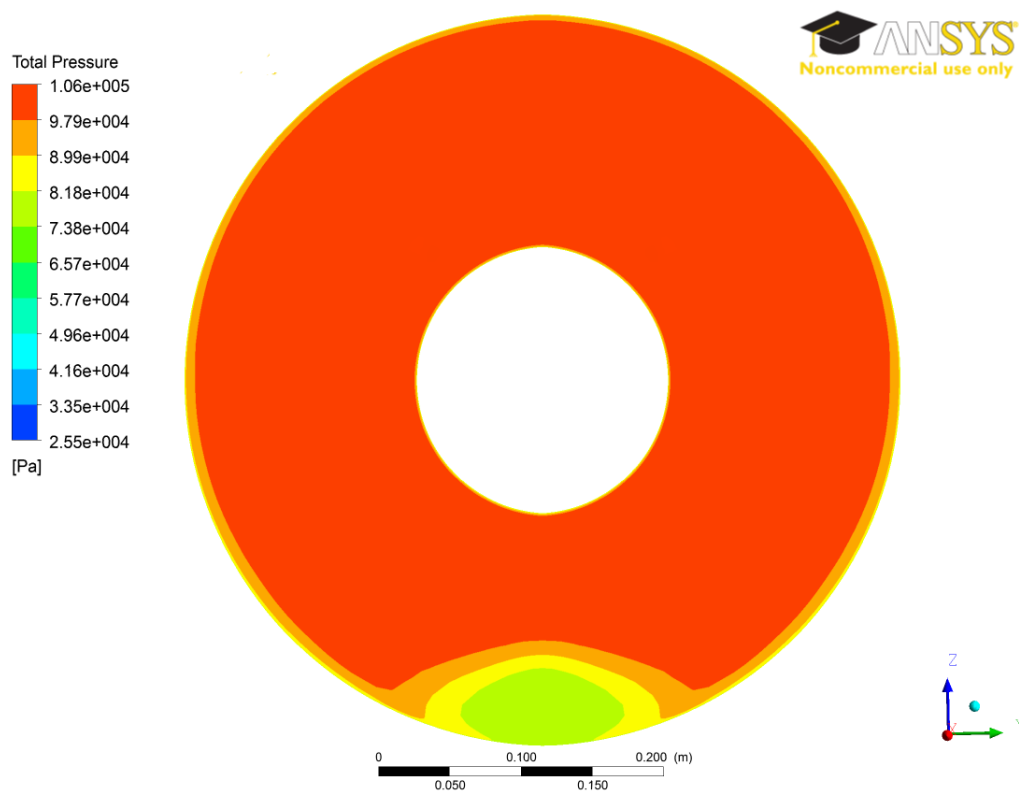


Figure 5-19 Contour de pression totale sur la face de l'entrée du moteur obtenu par l'AD

Sur les figure 5-17 et figure 5-18, on remarque l'effet de la soufflante sur l'écoulement qui essaie de supprimer la distorsion de l'écoulement.

Sur la figure 5-20, on compare le profil de la pression statique par secteur à la première et à la dernière itération.

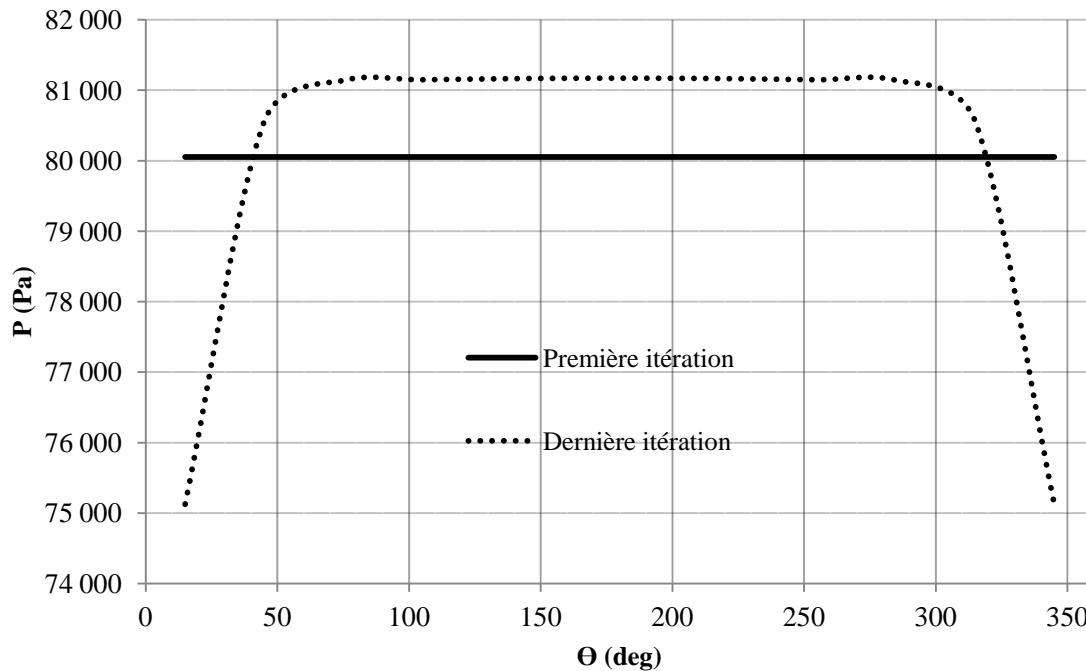


Figure 5-20 Profils de pression statique à la première et à la dernière itération pour l'approche AD

Sur la figure 5-21 les profils moyens de la pression statique en première et en dernière itération en comparant avec le profil du cas sans distorsion sont présentés. Comme on a mentionné au chapitre 4, en appliquant l'approche numérique proposée pour définir la condition frontière, on ne peut pas assurer de conserver la masse. Ici, après la dernière itération, on a quand même obtenu 33,54 kg/s au lieu de 33,6 (kg/s) ce qui représente une erreur assez faible. À cause du problème de conservation de la masse, utiliser l'équation 4-2 pour les calculs extrêmes comme la nacelle actuelle n'est pas toujours stable. Dans le cas présent, après 3 itérations, les résultats obtenus par cette équation provoquaient la divergence du solveur CFD. Pour éviter la divergence du solveur, on a utilisé les valeurs de débits massiques obtenus par la deuxième itération au lieu de la troisième.

La figure 5-22 illustre le ratio de la pression totale correspondant aux 12 secteurs. On remarque ici que comme dans le chapitre 4, la moyenne du ratio de la pression totale pondérée par la masse tombe sur le point correspondant au cas propre.

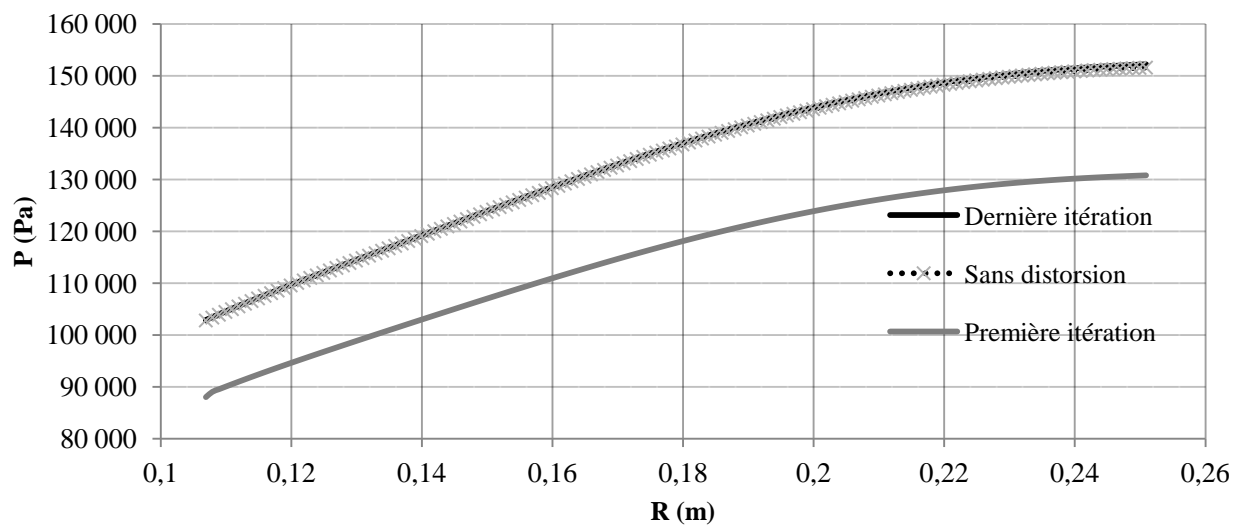


Figure 5-21 Les profiles de pression statique moyenne (première et dernière itération) et propre à l'infini aval

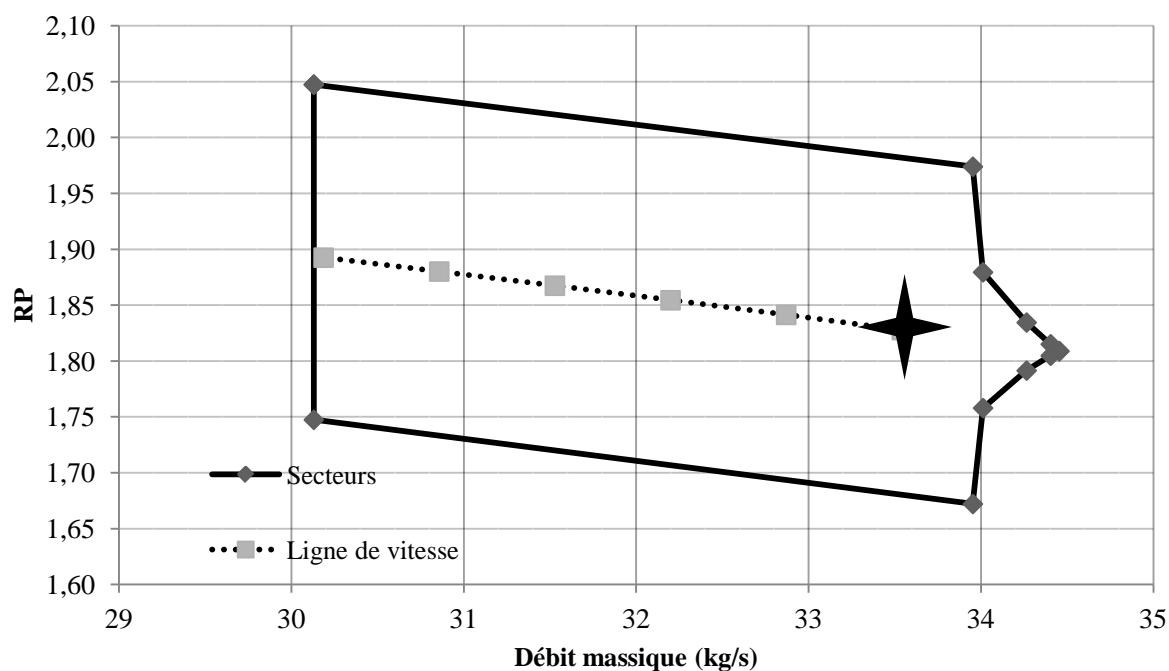


Figure 5-22 Ratios de pression totale correspondante aux secteurs et la ligne de vitesse

5.4 Résultats et analyse

Sur les trois lignes de référence présentées à la figure 5-5, on compare les propriétés suivantes obtenues par les cinq approches mentionnées dans ce chapitre :

- Vitesse axiale multipliée par la densité.
- Pression statique.
- Angle entre le vecteur de vitesse absolu et la direction axiale.

Selon les figure 5-23 à la figure 5-25, plus on s'approche vers l'aube, plus l'effet de la soufflante est important et va dans le sens de compenser la distorsion. Les résultats obtenus par la méthode d'AD sont en bon accord avec les cas transitoire et stationnaire.

Les profils de pression statique correspondants à ces distributions sont présentés à la figure 5-26 à figure 5-28. Étant donné que la distorsion est presque éliminée par l'imposition d'un profil constant de flux ou de pression, la distribution et la pression correspondant à ces deux cas sont lisses par rapport aux autres cas. De nouveau, les résultats obtenus par la méthodologie utilisant l'AD se reproche bien des cas stationnaires et non stationnaire.

Les figure 5-29 à la figure 5-31 illustrent l'angle entre le vecteur de vitesse et la direction axiale. Comme on prévoyait, la norme de cet angle est faible dans le cas d'imposition de flux et de la pression statique sur la surface reculée car la distorsion est compensée.

Il reste à noter que sur ces graphiques, les résultats présentés pour le cas transitoire est une moyenne de '11 Snapshots'.

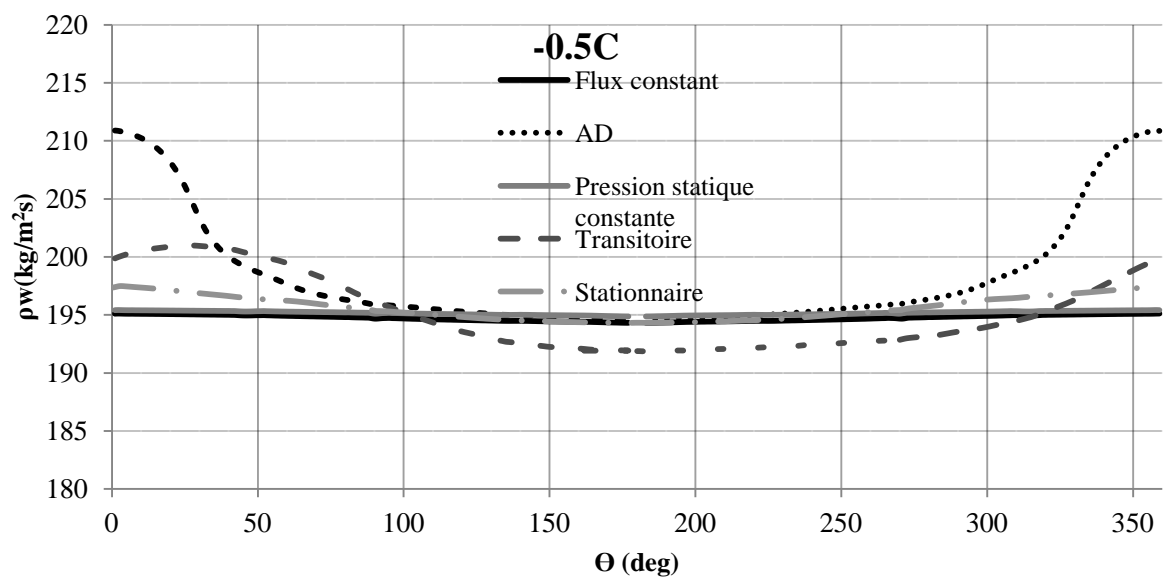


Figure 5-23 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur la 1^{ère} ligne de référence

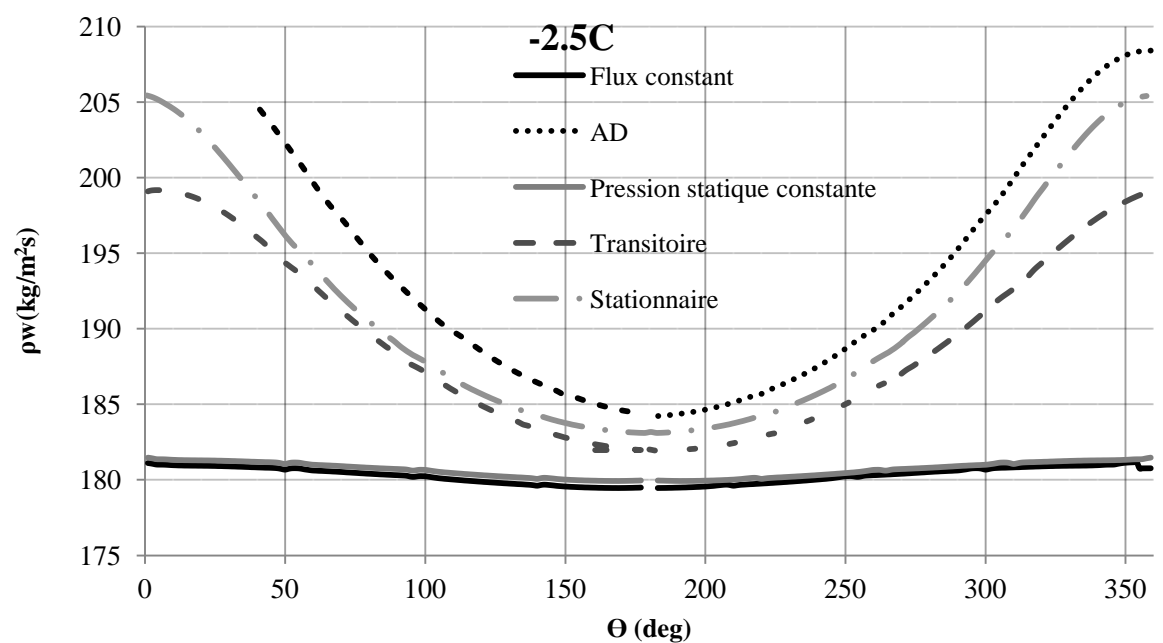


Figure 5-24 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur la 2^{ème} ligne de référence

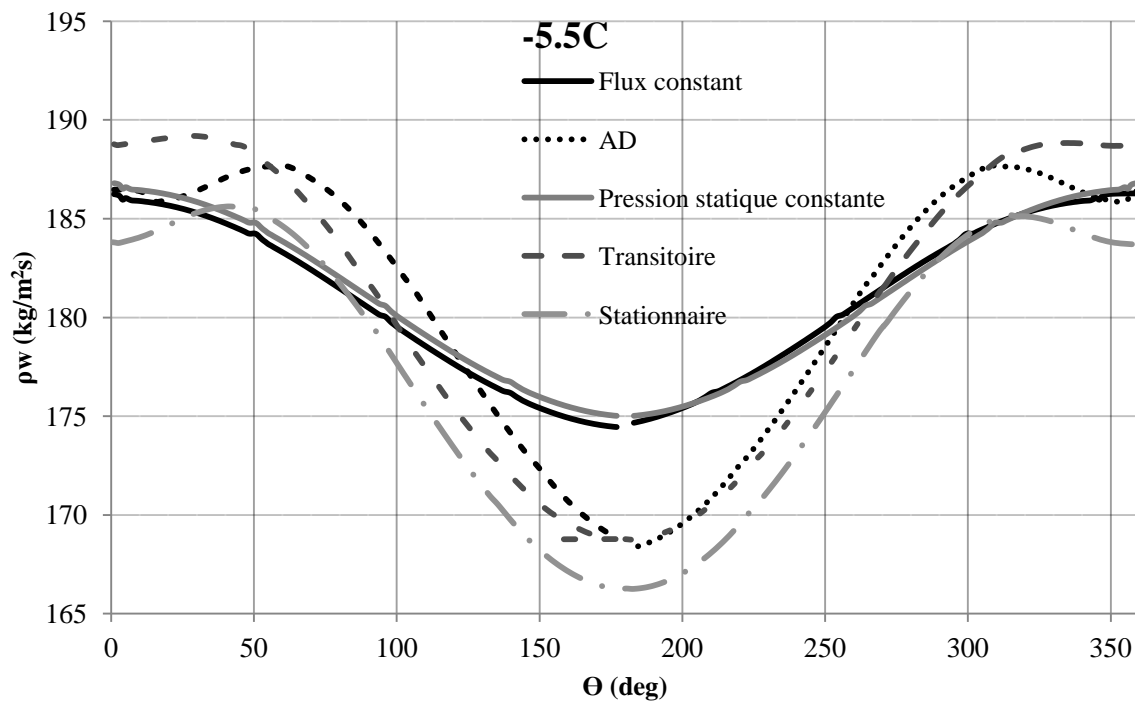


Figure 5-25 Comparaison de la vitesse axiale multipliée par la densité sur la 3^{ème} ligne de référence

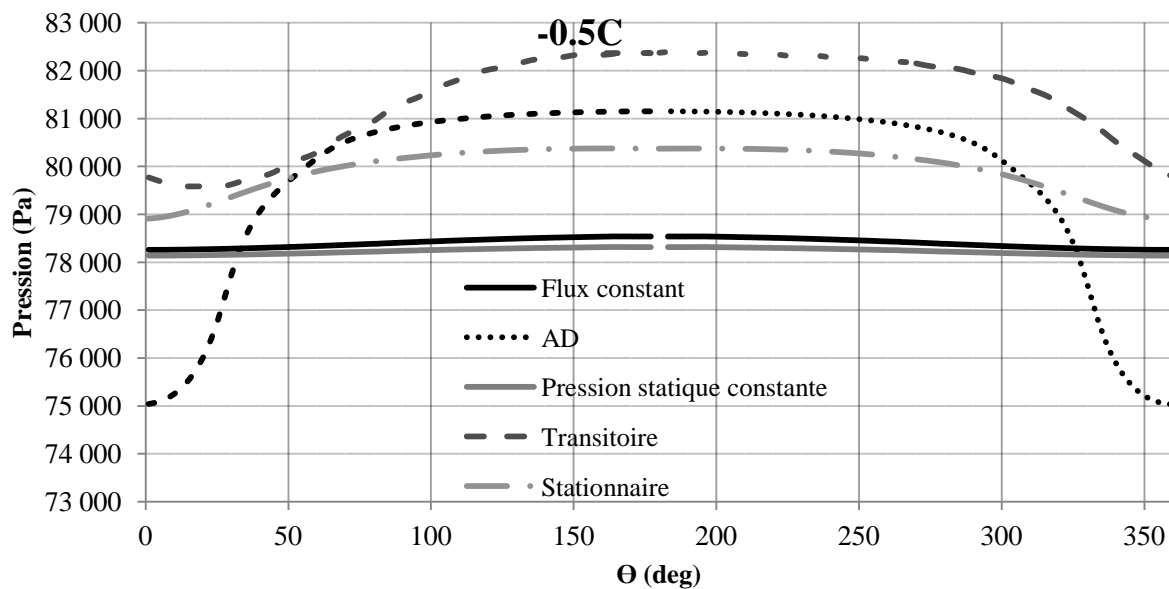


Figure 5-26 Comparaison de la pression statique sur la 1^{ère} ligne de référence

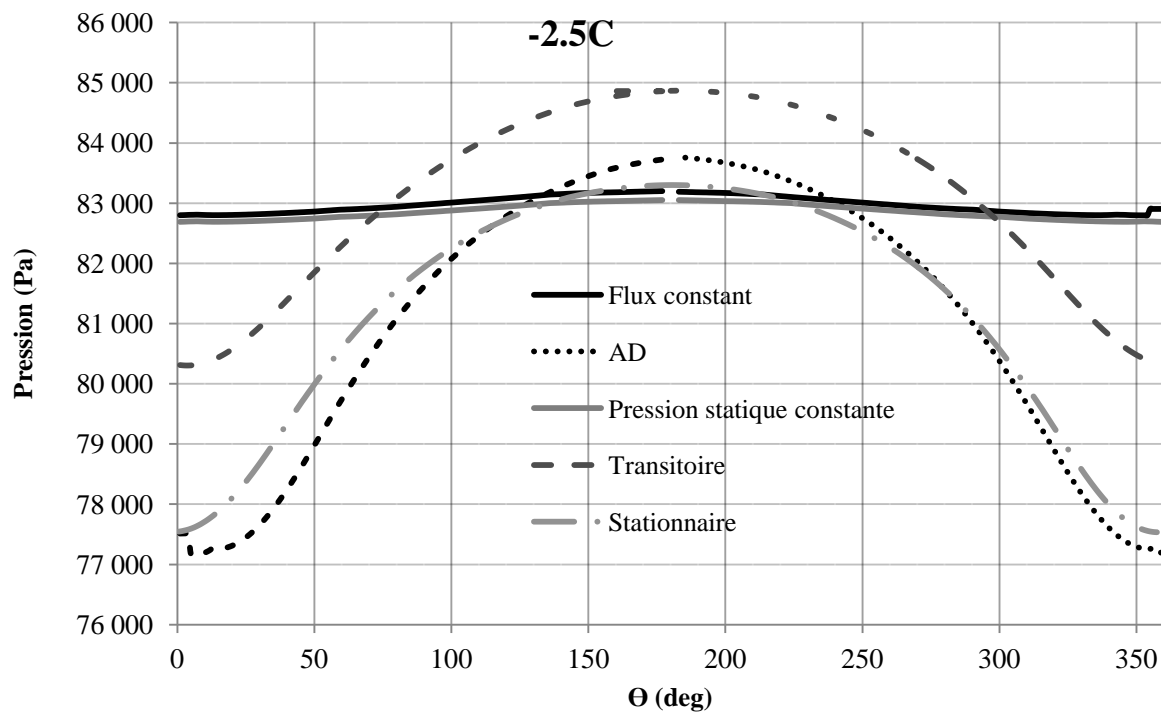


Figure 5-27 Comparaison de la pression statique sur la 2^{ème} ligne de référence

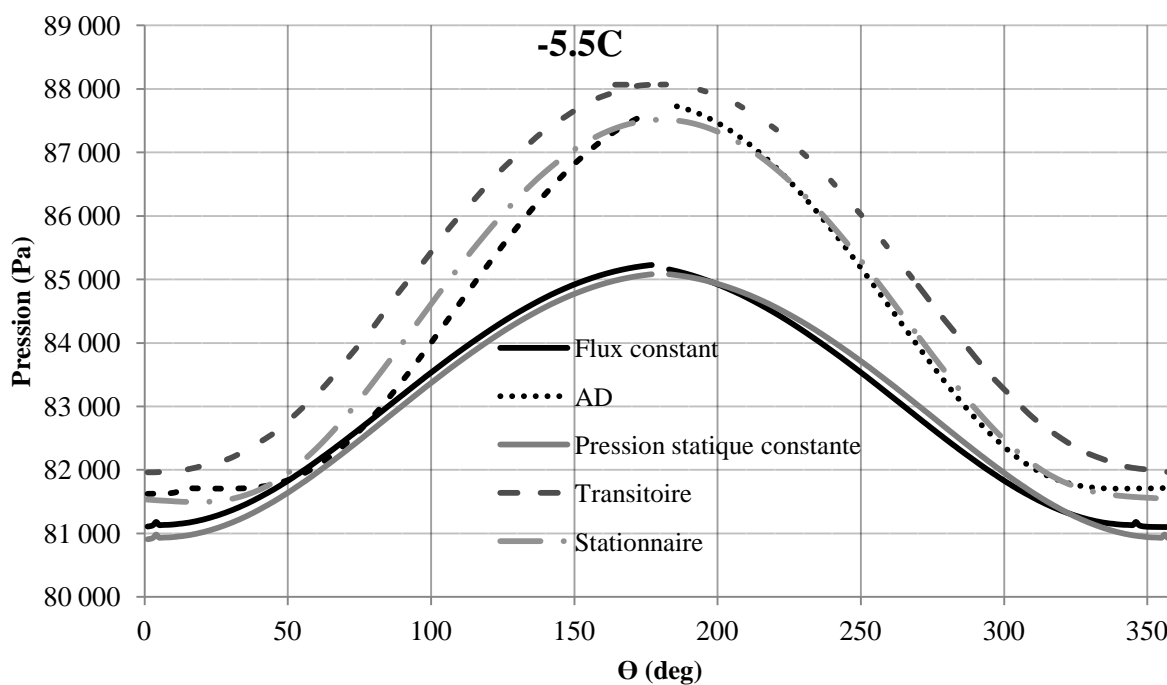


Figure 5-28 Comparaison de la pression statique sur la 3^{ème} ligne de référence

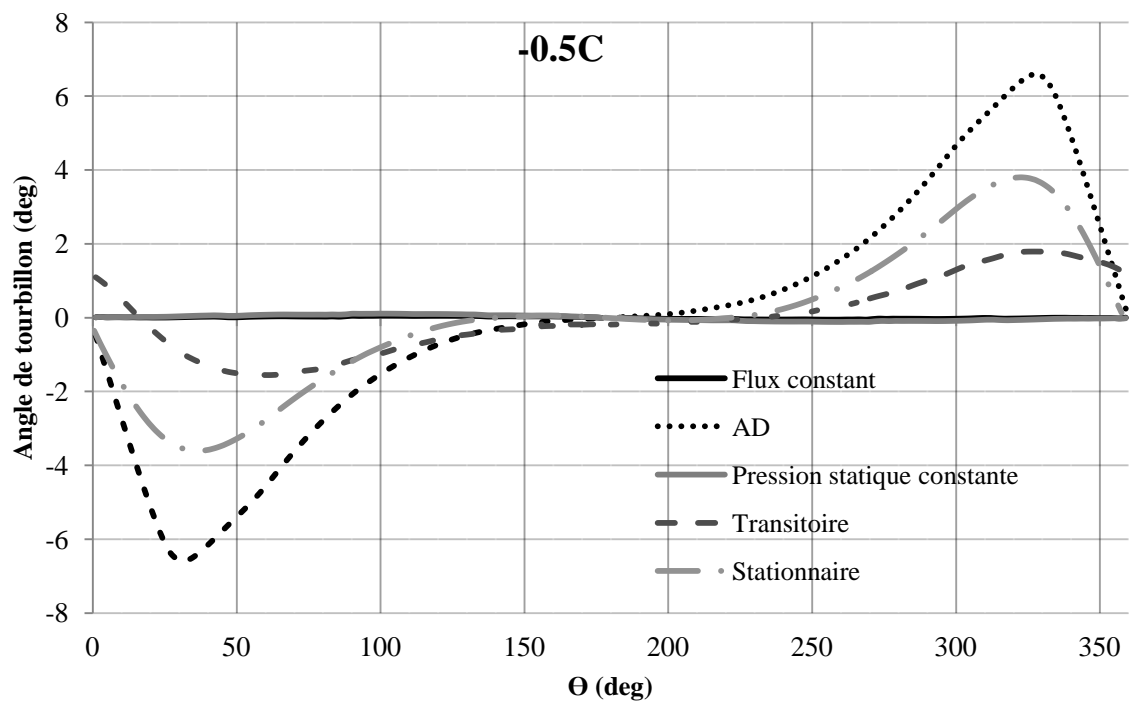


Figure 5-29 Comparaison de l'angle de tourbillon sur la 1^{ère} ligne de référence

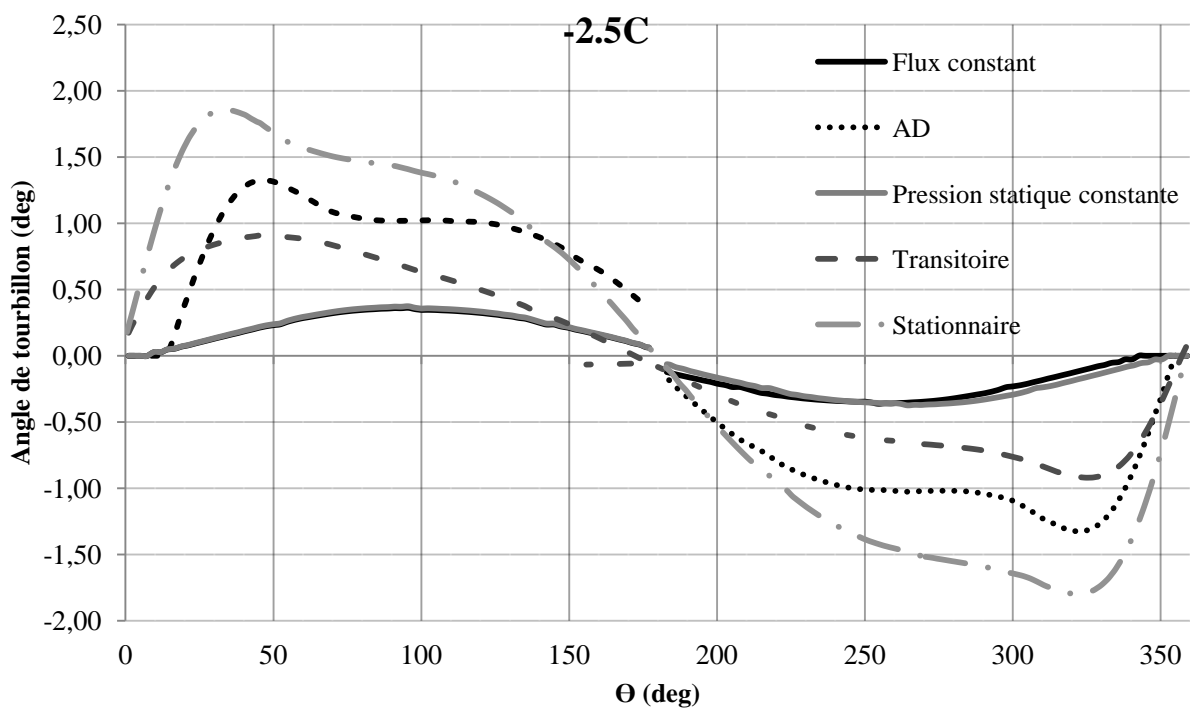


Figure 5-30 Comparaison de l'angle de tourbillon sur la 2^{ème} ligne de référence

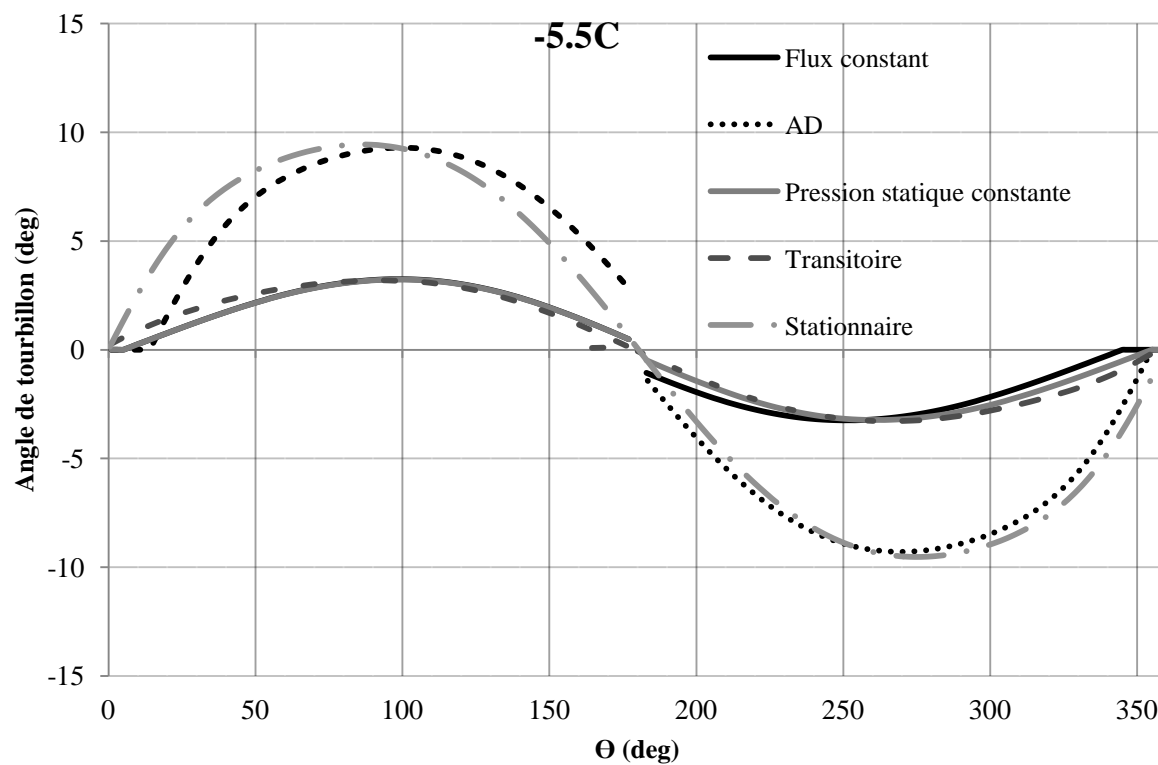


Figure 5-31 Comparaison de l'angle de tourbillon sur la 3^{ème} ligne de référence

CONCLUSION

Dans cet ouvrage, une condition aux frontières à la face de la soufflante sous distorsion est introduite, développée et testée afin de répondre aux prestations de diminuer le coût (nécessité de matériel informatique) et le temps accordé lors de la modélisation. En réalité, la modélisation de l'interaction de la soufflante et de l'aube est un cas hors conception qui exige des modèles plus compliqués que les modèles simplifiés déjà existants.

La théorie des compresseurs parallèles explique de façon intelligible l'effet de l'interaction de la soufflante avec l'écoulement distordu. Quand une soufflante rencontre l'écoulement non uniforme, elle fait l'effort de supprimer cette non-uniformité par l'aspiration plus forte des zones sous distorsion. Cette théorie affirme que l'ensemble des tubes de courants (propres et distordus) est rejeté en aval de la soufflante dans la même condition que celle produite par une soufflante qui fonctionne avec un écoulement entièrement uniforme et sans distorsion. Dans ces deux cas, puisque la vitesse de rotation de l'aube est constante, le travail réalisé par la soufflante reste constant.

Tout d'abord, on a développé un Actuator Disc comme un modèle simplifié de la soufflante. Le modèle développé dans ce mémoire modélise l'écoulement compressible dans une soufflante afin de faire une analyse complète de l'écoulement (vecteur de vitesse, pression et température) en amont et en aval de l'aube. Ce modèle est vérifié par les cas analytiques simplifiés et validé par des résultats expérimentaux.

Selon la théorie des compresseurs parallèles, on divise la soufflante en plusieurs secteurs dont chacun se compose d'un Actuator Disc. L'ensemble de ces Actuator Disc forme la soufflante au complet. Chacun des Actuator Disc fonctionne sur un tube de courant. Ces Actuator Disc possèdent des caractéristiques (vitesse de rotation, rendement, etc.) uniformes. Les données entrantes des Actuator Disc sont le débit massique de l'air qui passe les tubes ainsi que la valeur de la vitesse tangentielle moyenne dans les secteurs.

Le plan composé par les AD est mis en aval d'une prise d'air sous distorsion. La pression statique de chaque secteur est ensuite ajustée de manière à ce que la moyenne de la pression statique en sortie de l'AD soit égale à la valeur de la pression statique d'un écoulement sans distorsion.

Les résultats obtenus par l'approche développée dans ce mémoire sont comparés avec les résultats CFD ainsi qu'expérimentaux pour un cas test simple aussi pour un cas industriel. La méthode développée par les Actuator Disc donne les résultats assez similaires aux résultats expérimentaux et numériques déjà publiés.

Suggestion de travaux futurs:

Les résultats obtenus par l'approche utilisée dans ce mémoire sont en bon accord avec le modèle URANS au chapitre 4 et les résultats CFD du chapitre 5. Par contre, certaines modifications peuvent encore améliorer les résultats obtenus.

Conservation de la masse :

Tandis que l'écart entre le débit massique de l'écoulement correspondant à la première itération et celui de la dernière itération survenue lors de l'imposition du plan de pression statique en aval de la prise d'air est négligeable, il est désirable qu'il soit nul. On peut réaliser ce dernier en définissant une fonction de coût qui tient compte de la masse dans le processus itératif.

Raffinement des secteurs en 1-D :

Dans les deux cas de validation étudiés dans ce mémoire, 12 secteurs ont été utilisés. La précision de calcul pourra s'améliorer si on augmente le nombre des secteurs.

Raffinement des secteurs en 2-D :

Une autre amélioration suggérée est de raffiner les secteurs dans la direction radiale. Ce point est plus important quand les prises d'air possèdent une forme plus complexe. Dans ce cas, le phénomène de distorsion qui apparaît peut comprendre à la fois de la distorsion radiale et circonférentielle. Le raffinement des secteurs dans le sens radial peut alléger le travail du solveur. Par exemple dans la validation industrielle de ce mémoire, cette amélioration semble peut-être essentielle car par l'approche des secteurs 1-D, le solveur rencontre des difficultés pour converger.

Fusionnement du programme AD dans le solveur :

Il est désirable que le programme d'AD soit automatisé avec l'outil CFD. Dans ce cas, la réalisation de calcul prendra moins de temps et on pourra améliorer et accélérer la démarche de calcul. Ici on n'a pas réussi de faire ce couplage à cause des défauts de l'outil de post traitement

de CFX dans la coordonnées cylindrique. Il serait nécessaire de remplacer cet outil par un autre logiciel de post traitement pour réaliser cette intégration.

BIBLIOGRAPHIE

- Cousins, W. T. (2004). *History, philosophy, physics, and future directions of aircraft propulsion system/inlet integration.*
- Dixon, S. L. (2005). *Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery*: Butterworth-Heinemann.
- Fidalgo, V. J., Hall, C. A., & Colin, Y. (2010). *A Study of Fan-Distortion Interaction Within the NASA Rotor 67 Transonic Stage.*
- Gorrell, S. E., Yao, J., & List, M. G. (2009). *Full Annulus High Fidelity Fan and Compressor Simulations.*
- Hale, A., Davis, M., & Sirbaugh, J. (2006). A numerical simulation capability for analysis of aircraft inlet-engine compatibility. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 128, 473.
- Hawthorne, W. R., & Horlock, J. H. (1962). Actuator disc theory of the incompressible flow in axial compressors. *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, 176(1962).
- Hawthorne, W. R., & Ringrose, J. (1963). *Actuator disc theory of the compressible flow in free vortex turbo machinery.*
- Kurzke, J. (2008). Effects of inlet flow distortion on the performance of aircraft gas turbines. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 130, 041201.

- Lewis, R. I. (1995). Developments of actuator disc theory for compressible flow through turbo-machines. *International journal of mechanical sciences*.
- Lewis, R. I. (1996). *Turbomachinery performance analysis*: Butterworth-Heinemann.
- Mazzawy, R. S. (1976). Multiple segment parallel compressor model for circumferential flow distortion. *AGARD Unsteady Phenomena in Turbomachinery 14 p(SEE N 76-25169 16-07)*.
- Moore, R. D., Lewis, G. W., & Osborn, W. M. (1978). Performance of a transonic fan stage designed for a low meridional velocity ratio.
- Pearson, H., & McKenzie, A. B. (1959). Wakes in axial compressors. *Journal of the Royal Aeronautical Society*, 63, 415-416.
- Plourde, G. A., & Stenning, A. H. (1967). The attenuation of circumferential inlet distortion in multi-stage axial compressors(Attenuation of circumferential inlet distortion in multistage axial compressors, predicting flow field and pressure distortion via zero axial clearance approximation).
- Reid, C. (1969). The response of axial flow compressors to intake flow distortion. *ASME paper*, 29.
- Sanger, N. L. (1979). Effect of rotor meridional velocity ratio on response to inlet radial and circumferential distortion.
- Stenning, A. H. (1980). Inlet distortion effects in axial compressors. *Journal of Fluids Engineering*, 102, 7.

Yao, J., Gorrell, S. E., & Wadia, A. R. (2007). A Time-Accurate CFD Analysis of Inlet Distortion Induced Swirl in Multistage Fans. *43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE joint propulsion conference & Exhibit*.